



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica



Comparabilidade Energética Entre Sistemas de Ciclo de 1 Andar e de 2 Andares

António Manuel Viegas da Ajuda
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica – Perfil de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Prof. António Manuel Matos Guerra
Prof. Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Eng. José Manuel Pimenta de Almeida Borges
Prof. Francisco Fernandes Severo
Prof. António Manuel Matos Guerra
Prof. Francisco Gonçalves dos Santos

Setembro de 2009

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Matos Guerra, pela orientação neste trabalho e pelos conhecimentos transmitidos, particularmente nas unidades curriculares de Produção de Frio e de Refrigeração.

Ao Professor Gonçalves dos Santos, co-orientador neste trabalho.

Aos docentes do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEL que ao longo do percurso efectuado nesse Instituto me ministraram aulas, e souberam transmitir-me com sabedoria os seus conhecimentos.

Ao Professor Doutor Ferreira Calado, presidente do júri, ao Engenheiro Almeida Borges, ao Prof. Fernandes Severo, ao Professor Matos Guerra e ao Professor Gonçalves dos Santos, vogais do júri, pela disponibilidade em analisar e avaliar este trabalho.

À minha mãe Maria Florêncio e à minha companheira Ilda do Carmo, pelo apoio e pelo incentivo que me deram e sem o qual não tinha sido possível a conclusão desta etapa.

Aos meus filhos, de quem eu gosto muito:
Joana Maria, João Pedro e Ana Margarida.

RESUMO

Este trabalho faz uma análise comparativa do desempenho termodinâmico, num mesmo fluido frigorígeno, de ciclos frigoríficos em diferentes regimes térmicos, de modo a avaliar as vantagens na utilização da compressão em dois andares sobre a compressão em andar único, para as mesmas temperaturas de evaporação e condensação, nos respectivos permutadores de calor. No estudo o escoamento do fluido é considerado sem perdas de carga, as expansões isentálpicas e as compressões isentrópicas. Os vários rendimentos têm valor unitário de modo a não particularizar o resultado.

As temperaturas de regime neste trabalho são -40°C para a evaporação do fluido e de 40°C para a sua condensação. As temperaturas intermédias estão no intervalo situado entre -20°C e 8°C , com intervalos de 1°C entre si.

Os processos alvo de observação são arrefecimento intermédio (*intercooler*), remoção do título de vapor à pressão intermédia (*flash gas removal*), e a combinação dos dois num único processo, com a injeção total de fluido, para o mesmo fluido refrigerante, o NH_3 . Foram quantificados valores de COP utilizando compressão seca e compressão húmida.

Seguidamente foi analisada a opção em cascata para NH_3/NH_3 e em dois fluidos, NH_3/CO_2 .

Constatou-se que o processo *intercooler* e *flash gas removal* em sistema combinado em compressão seca tem desempenho cerca de 15,5% superior ao ciclo de compressão num só andar, e que a compressão húmida tem melhor desempenho do que a compressão seca, nomeadamente o melhor desempenho na compressão húmida é 11,7% superior ao melhor desempenho na compressão seca.

Palavras-chave: Coeficiente de desempenho. Eficiência energética. Compressão húmida. Compressão seca. *Intercooler*. *Flash gas*. Injeção total. Cascata.

ABSTRACT

In this paper a thermodynamic comparative analysis performance is done for the same refrigerant fluid and refrigeration cycles on different thermal rating, in order to consider advantages in use two-stage compression upon single compression stage, for same evaporation and condensation temperatures on heat exchangers. In this study the fluid flow is supposed to be without loss of charge, with isenthalpic expansion and isentropic compression. Several efficiencies have unit value, in order to not deforming outset results.

Chosen temperatures are -40°C to evaporation and 40°C for condensation fluid rates. The intermediate temperature range is between -20°C and 8°C , different 1°C between each other.

The processes subjected from observation are intercooler, flash gas removal and two processes combined in the same one, or total fluid injection, for refrigerant NH_3 . The values were quantified by COP using dry and wet compression.

Then was analyzed cascade option for NH_3/NH_3 and with two fluids NH_3/CO_2 . Can be seen the performance for intercooler and flash gas removal processes in the same system in dry compression is about 15.5% higher than compression in a single stage, and wet compression performs better than dry compression, in particular the best performance in wet compression is 11.7% higher than the best performance in dry compression.

Keywords: Coefficient of performance. Wet compression. Dry compression. Intercooler. Flash gas. Cascade.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	III
RESUMO	V
ABSTRACT	VII
ÍNDICE	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
LISTA DE FIGURAS	XII
LISTA DE TABELAS	XII
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS.....	3
2.2 CRITÉRIOS DE SELECÇÃO PARA REFRIGERANTES.....	4
2.3 REFRIGERANTES NATURAIS	4
2.3.1 <i>Amoníaco (R-717)</i>	5
2.3.2 <i>Dióxido de carbono (R-744)</i>	6
2.4 DIAGRAMAS PRESSÃO-ENTALPIA E TEMPERATURA-ENTROPIA.....	8
2.5 COEFICIENTE DE DESEMPENHO NUM CICLO DE REFRIGERAÇÃO	8
2.5.1 <i>Rendimento volumétrico</i>	9
2.5.2 <i>Sistemas de andares múltiplos</i>	11
2.6 PROCESSOS DE COMPRESSÃO.....	13
2.6.1 <i>Ciclo de compressão de andar único</i>	13
2.6.2 <i>Compressão em vários andares</i>	14
2.6.2.1 Processos para melhorar o desempenho através da pressão intermédia.....	14
2.6.2.2 Arrefecimento intermédio.....	15
2.6.2.2.1 <i>Fracção do fluído evaporado no depósito intermédio</i>	17
2.6.2.2.2 <i>Coeficiente de desempenho</i>	18
2.6.2.3 <i>Remoção de flash gas (expansão) à pressão intermédia</i>	19
2.6.2.4 <i>Dois andares de compressão com injeção total</i>	20
2.6.2.4.1 <i>Fracção de refrigerante evaporada no depósito intermédio</i>	21
2.6.2.4.2 <i>Entalpia do vapor que entra no compressor do 2º andar</i>	21
2.6.2.4.3 <i>Coeficiente de desempenho</i>	22
2.6.2.4.4 <i>Características de um sistema com injeção total</i>	22
2.6.2.5 <i>Dois andares de compressão com injeção parcial</i>	23
2.6.2.5.1 <i>Coeficiente de desempenho</i>	24
2.6.2.6 <i>Comparação entre ciclos de injeção total e de injeção parcial</i>	25

2.6.2.7 Sistemas em cascata	25
2.6.2.7.1 Desempenho dum sistema em cascata.....	27
2.6.3 <i>Comparação entre compressão de vapor seco e compressão de vapor húmido</i>	28
3 DESCRIÇÃO DAS ACTIVIDADES.....	30
3.1 PARÂMETROS TERMODINÂMICOS	31
3.2 DETERMINAÇÃO ANALÍTICA DO ÍNDICE DE DESEMPENHO.....	39
3.2.1 <i>Compressão seca</i>	40
3.2.1.1 Ciclo de andar de compressão único	40
3.2.1.2 Intercooling.....	42
3.2.1.3 Flash gas removal (expansão)	45
3.2.1.4 Dois andares com injeção total	48
3.2.1.5 Ciclo em cascata.....	51
3.2.2 <i>Compressão húmida</i>	54
3.2.2.1 Ciclo de compressão de andar único	54
3.2.2.2 Arrefecimento intermédio	56
3.2.2.3 Flash gas removal (expansão)	61
3.2.2.4 Injeção total	65
3.2.2.5 Cascata	69
4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	69
4.1 COMPRESSÃO SECA	70
4.1.1 <i>Arrefecimento intermédio</i>	71
4.1.2 <i>Flash gas removal</i>	73
4.1.3 <i>Dois andares com injeção total</i>	74
4.2 COMPRESSÃO HÚMIDA.....	74
4.2.1 <i>Arrefecimento intermédio</i>	76
4.2.2 <i>Flash gas removal (expansão)</i>	77
4.2.3 <i>Dois andares com injeção total</i>	78
4.2.4 <i>Sistemas em cascata</i>	79
4.2.4.1 <i>Sistema em cascata R-717/R-717</i>	79
4.2.4.2 <i>Sistema em cascata R-744/R-717</i>	83
5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS.....	86
5.1 CONCLUSÕES GERAIS	86
5.2 TRABALHOS FUTUROS	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89

LISTA DE SÍMBOLOS

CO_2	Dióxido de carbono	_____
COP_{ref}	Coeficiente de desempenho termodinâmico	[adimensional]
cp_x	Calor específico a pressão constante à pressão x	[kJ/kgK]
cv_x	Calor específico a volume constante à pressão x	[kJ/kgK]
CFC	Clorofluorcarboneto	_____
HC	Hidrocarboneto	_____
$HCFC$	Hidroclorofluorcarboneto	_____
HFC	Hidrofluorcarboneto	_____
GWP	Global warming potential	_____
$h_{(int)}$	Valor da entalpia à pressão intermédia	[kJ/kg]
h_x	Entalpia no ponto x	[kJ/kg]
$h_{(x)}$	Entalpia à pressão x	[kJ/kg]
kg	kilograma-massa	_____
kJ	Kilojoule	_____
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
\dot{m}_{c1}	Caudal mássico aspirado pelo compressor do 1º andar	[kg/s]
\dot{m}_{c2}	Caudal mássico aspirado pelo compressor do 2º andar	[kg/s]
\dot{m}_{evap}	Caudal mássico a circular no evaporador	[kg/s]
\dot{m}_f	Caudal mássico correspondente ao título de vapor que entra no separador de líquido	[kg/s]
\dot{m}_h	Caudal mássico no andar de temperaturas mais elevadas no ciclo em cascata	[kg/s]
\dot{m}_i	caudal pulverizado dentro do cilindro	[kg/s]
\dot{m}_l	Caudal mássico no andar de temperaturas mais baixas no ciclo em cascata	[kg/s]
NH_3	Amoníaco	_____
ODP	Ozone depletion potential	_____

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

PMI	Ponto morto superior	_____
P_{cond}	Pressão de condensação	[bar]
P_{evap}	Pressão de evaporação	[bar]
P_{int}	Pressão intermédia	[bar]
P_x	Pressão absoluta no ponto x	[bar]
\dot{Q}_{ref}	Potência de refrigeração	[kW]
q_{er}	Efeito refrigerante	[kJ/kg]
R-717	Refrigerante 717 (amoníaco)	_____
R-744	Refrigerante 744 (dióxido de carbono)	_____
s	Entropia	[kJ/kgK]
t	Temperatura	[°C]
$t_{(int)}$	Valor da temperatura à pressão intermédia	[°C]
X	Percentagem de vapor numa mistura, título	[adimensional]
Y	Fracção de fluído usada para efeito refrigerante em compressão húmida	[adimensional]
\dot{W}_{in}	Potência fornecida ao compressor	[kW]
\dot{W}_{in1}	Potência fornecida ao compressor do 1º andar	[kW]
\dot{W}_{in2}	Potência fornecida ao compressor do 2º andar	[kW]
Z	Fracção de massa refrigerante que circula no evaporador em relação à do condensador	[adimensional]
η_v	Rendimento volumétrico	[adimensional]
γ	Relação de calores específicos ($= c_p/c_v$)	[adimensional]
γ_x	Gama à pressão x	[adimensional]
ν	Volume específico	[m³/kg]
Δh	Variação de entalpia	[kJ/kg]
ΔP	Variação de pressão	[bar]
Δt	Diferença de temperatura	°C

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Rendimento volumétrico.....	10
Figura 2.2 – Compressão em andar único	13
Figura 2.3 – Dois andares de compressão com arrefecimento intermédio	15
Figura 2.4 – Comparação de compressões com diferentes temperaturas iniciais	15
Figura 2.5 – Consequência do arrefecimento intermédio.....	16
Figura 2.6 – Eliminação do sobreaquecimento do vapor de baixa pressão no depósito intermédio.....	17
Figura 2.7 – Dois andares de compressão com remoção de <i>flash gas</i> (expansão) ..	19
Figura 2.8 – Dois andares de compressão com injeção total	20
Figura 2.9 – Dois andares de compressão com injeção parcial	23
Figura 2.10 – Ciclo em cascata.....	27
Figura 2.11 – Compressões húmida e seca.....	29
Figura 3.1 – Limitações das propriedades termodinâmicas online.....	31
Figura 3.2 – Ábaco do R-717 da ASHRAE.....	37
Figura 3.3 – Ciclo de compressão seca de andar único.....	40
Figura 3.4 – Ciclo de compressão seca em dois andares com arrefecimento intermédio.....	42
Figura 3.5 – Ciclo de compressão seca em dois andares com <i>flash gas</i> (expansão)	45
Figura 3.6 – Ciclo de compressão seca em dois andares com injeção total	48
Figura 3.7 – Ciclo em cascata.....	51
Figura 3.8 – Ciclo de compressão húmida de andar único	54
Figura 3.9 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com arrefecimento intermédio.....	56
Figura 3.10 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com <i>flash gas</i> (expansão)	61
Figura 3.11 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com injeção total	65
Figura 4.1 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca	71
Figura 4.2 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão húmida	79
Figura 4.3 – Diferenciais de temperatura no ciclo em cascata R-717/R-717	81
Figura 4.4 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata R-717/R-717	82
Figura 4.5 – Diferenciais de temperatura no ciclo em cascata R-744/R-717	84
Figura 4.6 – Evolução das temperaturas intermédias do ciclo em cascata R-744/R-717	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Parâmetros termodinâmicos disponíveis (R-717)	32
Tabela 3.2 – Variação de γ em iguais acréscimos de pressão (R-717)	34
Tabela 3.3 – Variação de γ ao duplicar a razão de pressões (R-717)	35
Tabela 3.4 – Sensibilidade das variáveis.....	34
Tabela 3.5 – Determinação de t e h para $p=15,55$ bar (R-717)	36
Tabela 3.6 – Tabela completa dos parâmetros termodinâmicos (R-717)	38
Tabela 3.7 – Tabela completa dos parâmetros termodinâmicos (R-744)	39
Tabela 3.8 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de andar único	41
Tabela 3.9 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de arrefecimento intermédio	44
Tabela 3.10 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de <i>flash gas</i> (expansão).....	47
Tabela 3.11 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de injeção total	50
Tabela 3.12 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo em cascata	53
Tabela 3.13 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo de andar único	55
Tabela 3.14 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo com arrefecimento intermédio	59
Tabela 3.15 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo com <i>flash gas</i> (expansão)	63
Tabela 3.16 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo de injeção total.....	67

Tabela 4.1 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca	70
Tabela 4.2 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com arrefecimento intermédio	72
Tabela 4.3 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com <i>flash gas</i> (expansão)	73
Tabela 4.4 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com injeção total	74
Tabela 4.5 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca	75
Tabela 4.6 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com arrefecimento intermédio	76
Tabela 4.7 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com <i>flash gas</i> (expansão)	77
Tabela 4.8 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com injeção total	78
Tabela 4.9 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata (R-717/R-717).	80
Tabela 4.10 – Evolução do COP a várias temperaturas intermédias no ciclo em cascata (R-717/R-717)	82
Tabela 4.11 – Evolução das temperaturas intermédias do ciclo em cascata (R-744/R-717)	83
Tabela 4.12 – Evolução do COP no ciclo em cascata (R-744/R-717)	84
Tabela 5.1 – Poupança de energia em relação ao ciclo de andar único	86
Tabela 5.2 – Poupança de energia da compressão húmida em relação à compressão seca	87

1 INTRODUÇÃO

A importância da refrigeração industrial hoje em dia é inegável. Devido ao grande número de população no planeta, 7 bilhões de habitantes, era impraticável a disponibilidade de alimentos desde que não fossem conservados devidamente, a fim de serem consumidos mais tarde.

Wang (2001, p.9.2) considera a refrigeração como o processo de extrair calor duma fonte a baixa temperatura de uma substância ou de um meio a refrigerar, e de transferi-lo para um dissipador de calor a uma temperatura mais elevada. Um sistema de refrigeração é uma combinação de equipamentos e de componentes ligados numa ordem sequencial de modo a produzir efeito refrigerante.

Existem diferentes tecnologias para atingir esse fim, porém a mais utilizada aproveita o princípio da compressão de vapor, em que o arrefecimento é obtido pela remoção de calor no ambiente a refrigerar através da evaporação de um líquido a baixa pressão.

Num sistema de compressão de vapor, o compressor actua no fluído refrigerante elevando-lhe a pressão, depois de este ter evaporado no permutador colocado no espaço a refrigerar. O fluído é então condensado quando da transferência de calor para outro permutador, que o dissipa para o meio ambiente. Seguidamente, o líquido sofre uma queda de pressão e passa a um estado de mistura de vapor e líquido, a baixa pressão e temperatura, a partir do qual a evaporação da parte líquida vai produzir o dito efeito refrigerante.

Um ciclo de refrigeração de andar único consiste em duas regiões: a região de alta pressão e a região de baixa pressão.

Uma instalação de refrigeração com dois andares de compressão é um sistema que utiliza um só refrigerante, dois compressores, um por andar, e inclui um depósito que se encontra à pressão intermédia. Este sistema tem então três regiões: a região de alta pressão, a região de pressão intermédia e a região de baixa pressão.

Um sistema em cascata consiste em dois sistemas de refrigeração de andar único separados. Estes dois sistemas são ligados por um permutador de cascata dentro qual o condensador do sistema de temperatura mais baixa e o evaporador do sistema de temperatura mais elevada trocam calor.

A congelação é considerada como o método mais satisfatório para conservação por um longo período de tempo, e se for realizada adequadamente, retém o sabor, a cor e o valor nutritivo dos alimentos.

A ultra congelação é um processo que consiste em submeter os alimentos a um arrefecimento rápido (15 a 60 minutos a uma temperatura próxima de -40°C), permitindo obter uma durabilidade de conservação dos produtos, em condições óptimas, durante um período de um a dois anos em média, sem afectar a qualidade original.

No processo de ultra congelação a água contida nos alimentos solidifica sob a forma de pequenos cristais de gelo, que variam de tamanho em função da velocidade de congelação. Aumentando a velocidade de arrefecimento conseguem-se obter pequeníssimos cristais, evitando a degradação das células quer por suspensão da actividade bacteriana e enzimática, quer por preservação da estrutura dos tecidos animais e vegetais (Nestlé, 2009).

Para se conseguirem temperaturas mais baixas é necessário despende de mais potência, mas por outro lado os alimentos atingem a temperatura desejada mais rapidamente, o que diminui o tempo de consumo de energia.

Com a necessidade crescente de racionalizar o consumo de energia, não somente devido ao preço dos combustíveis, mas também numa perspectiva ambiental, é urgente o aumento de performance das instalações de refrigeração.

Em instalações industriais a opção em vários andares de compressão conduz a um investimento inicial mais elevado, mas devido a ter melhor desempenho e conseqüente menor consumo de energia, esta pode ser uma escolha mais sensata.

Em relação aos fluidos de trabalho e devido também a problemas ambientais, devem de ser preferidos os refrigerantes naturais, em detrimento dos HFC'S e HCFC'S.

Num ciclo de compressão em dois andares, qual é a pressão intermédia que garante melhor desempenho do ciclo termodinâmico? Essa pressão intermédia é independente das características do ciclo, ou está também condicionada aos métodos de trocas de calor e caudais mássicos no ciclo?

O objectivo desta dissertação é o de compreender de que forma variam os ciclos e de que modo os parâmetros de funcionamento evoluem nesses ciclos na proximidade de pressões óptimas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por objectivo uma análise da literatura disponível sobre fluidos refrigerantes naturais e aspectos teóricos da termodinâmica. Aborda as várias soluções para melhorar o desempenho do ciclo em 2 andares de compressão, incluindo os ciclos em cascata. Neste capítulo e nos seguintes, quando for mencionado caudal, este termo refere-se sempre ao caudal mássico.

2.1 Fluidos frigorigéneos

Segundo Dossat (1997, p.294) um refrigerante é qualquer substância que age como um agente térmico, pela absorção de calor de outro corpo ou substância. No ciclo de compressão de vapor, o refrigerante é o fluido de trabalho do ciclo.

Os refrigerantes da primeira geração eram basicamente fluidos naturais que apresentavam problemas de toxicidade e inflamabilidade. Surgiu então uma segunda geração de fluidos baseada em compostos de halocarbonetos e que representou durante muitos anos uma excelente solução (Pimenta, 2006).

Desde o estabelecimento do Protocolo de Montreal, a indústria de refrigeração tem procurado substituir os refrigerantes CFC's e HCFC's. Os hidrocarbonetos, HC's, são tecnicamente viáveis para serem utilizados em todos tipos de sistemas e podem ser utilizados em uma ampla faixa de temperatura de evaporação até o limite inferior de -170°C , no entanto aplicações práticas são restringidas por códigos de segurança e regulamentação.

Os refrigerantes hidrofluorcarbonetos (HFC's) foram desenvolvidos nos anos 80 e 90 como refrigerantes alternativos aos clorofluorcarbonetos (CFC's) e os Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's). Os HFC's não contêm cloro e desta forma não destroem a camada de ozono, contribuem contudo para o processo de aquecimento global.

As questões de impacte ambiental e regulamentação restritiva ao uso destes fluidos frigorigéneos levantaram por fim a necessidade de uma terceira geração de refrigerantes, que ainda está em fase de estudo, mas a pesquisa e desenvolvimento apontam para o retorno aos refrigerantes de primeira geração,

nomeadamente o uso do amoníaco, do CO₂ e dos hidrocarbonetos, embora com novas soluções tecnológicas.

2.2 Critérios de selecção para refrigerantes

Não existe um refrigerante ideal e cada refrigerante tem as suas características físicas e termodinâmicas que podem ser ou não adequadas ao sistema.

Dinçer (2003, p.) considera as seguintes características a serem tidas em conta no critério de selecção dum fluído refrigerante:

- “Não ser nocivo para o ambiente;
- Baixa temperatura de ebulição;
- Baixa taxa de escoamento volúmico por unidade de capacidade;
- Calor de vaporização elevado;
- Não inflamável e não explosivo;
- Não corrosivo e não tóxico;
- Não reactivo com os lubrificantes do compressor;
- Não ácido em caso de mistura com água ou ar;
- Quimicamente estável;
- Propriedades físicas e térmicas apropriadas;
- Disponibilidade comercial;
- Facilidade de detecção em caso de fuga;
- Baixo custo.”

2.3 Refrigerantes naturais

Karimabad (2006, p.12) considera os fluidos de trabalho naturais como substâncias que existem naturalmente na biosfera, têm efeitos de impacte ambiental desprezáveis e são substâncias alternativas aos refrigerantes CFC's. Estas substâncias são o ar, a água, o amoníaco, hidrocarbonetos e o dióxido de carbono.

Destes, o amoníaco, os hidrocarbonetos e o dióxido de carbono são utilizados em sistemas convencionais. Os sistemas com hidrocarbonetos são utilizados em certas instalações e necessitam de cumprir normas de segurança muito restritivas. O amoníaco é muito utilizado em refrigeração industrial, não sendo porém aplicado em utilização doméstica, veículos, refrigeração comercial e sistemas de ar condicionado, aplicações estas em que o dióxido de carbono é o único refrigerante natural com potencial.

2.3.1 Amoníaco (R-717)

O amoníaco, ou R-717, é produzido através da combinação de azoto livre e hidrogénio sujeitos a alta pressão e temperatura, na presença de um catalisador.

O amoníaco foi o refrigerante mais vulgarmente utilizado na alternativa clássica aos halogéneos e existe grande experiência no seu uso, pois tem sido muito utilizado em refrigeração mecânica. As suas propriedades termodinâmicas e de transferência de calor são muito superiores às dos halogéneos e as suas vantagens práticas são também boa tolerância a óleos lubrificantes, baixa poluição na presença de água, fácil detecção e baixo preço.

Dinçer (2003, p.99) compara as propriedades do R-717 com as do R-22 e as do R-502:

Existem duas características no R-717 que são muito semelhantes ao R-22 e R-502, a relação de pressão e temperatura de saturação e a taxa de escoamento volumétrico por unidade de capacidade de refrigeração. Por outro lado o R-717 tem vantagens em relação ao R-22 e R-502, tais como o seu baixo custo, melhor eficiência de ciclo, melhor coeficiente de transmissão de calor, temperatura crítica mais elevada, mais fácil detecção em caso de fuga, mais baixo custo de bombeamento para sistemas de recirculação de líquido, maior tolerância à contaminação por água, melhor comportamento com os óleos lubrificantes e menores diâmetros nas condutas.

As vantagens do R-717 são as seguintes:

- Zero ODP e baixo valor de GWP.
- Elevado calor latente por unidade de massa.
- Grande diferença de entalpia por unidade de volume.
- COP elevado.
- Boas características de transferência de calor devido à sua boa condutividade térmica, elevado calor latente, baixa viscosidade e baixa densidade do líquido quando comparado com CFC'S e HCFC'S.

- Baixo peso molecular que conduz a baixa perda de carga nas válvulas e condutas – a desvantagem é o alto valor de k comparado com CFC'S e HCFC'S.
- Alta razão de pressões comparado com a maioria dos CFC'S.
- Baixo preço de compra e baixos custos de manutenção.
- É tóxico, e tem cheiro muito desagradável
- Fugas de fácil detecção.

O amoníaco pode arder em presença no ar em certa percentagem, mas tem um cheiro muito intenso, sendo por isso muito detectável em caso de fuga, é mais leve do que o ar, o que provoca a sua diluição na atmosfera. A sua ignição é difícil e além disso é também difícil conservar a combustão por si próprio.

Pode ser utilizado vantajosamente em instalações de média e grande dimensão.

2.3.2 Dióxido de carbono (R-744)

O dióxido de carbono foi um refrigerante muito utilizado nos finais do século XIX e princípios do século XX. Devido a ser completamente inofensivo, era a escolha preferida para o uso a bordo de navios, enquanto o amoníaco era utilizado em instalações fixas.

Com o aparecimento dos 'Freons', o CO_2 foi rapidamente abandonado e quase esquecido no decurso dos últimos 40 ou 50 anos do século XX. As principais razões para que tal acontecesse foram a rápida perda de capacidade a temperaturas elevadas de água de circulação nas regiões dos trópicos, e a falha dos construtores de seguirem a tendência de compressores mais compactos e mais rápidos.

O CO_2 está naturalmente presente em toda a parte no nosso ambiente. Uma razão possível de objecção é o CO_2 ser um gás que provoca o efeito de estufa, mas na verdade este gás encontra-se disponível em enormes quantidades como produto residual de outras actividades. O que na verdade fazemos é adiar a sua libertação para a atmosfera, em caso de fuga. É o mesmo princípio de plantar uma árvore para captar CO_2 por um período de tempo.

Dinçer (2003, p.101) refere acerca dos cuidados de segurança em relação ao R-744:

Em relação a questões de segurança de pessoas, o CO₂ é pelo menos tão bom como o melhor refrigerante halogenado. É não tóxico e incombustível. Em caso de libertação da fase líquida, cerca de metade da sua massa evapora, enquanto a parte restante se torna sólida na forma de neve carbónica que pode ser removida com uma vassoura, ou deixá-la simplesmente sublimar. Em caso de fuga de grande quantidade é necessário proceder à ventilação dos compartimentos, em especial nos espaços de nível mais baixos, devido ao risco de sufocação, risco esse também presente em qualquer refrigerante halogenado.

Por vezes é referido que a alta pressão do CO₂ pode constituir perigo especial em caso de ruptura accidental. Devido ao seu volume ser reduzido, da mesma maneira, o produto PV é aproximadamente o mesmo para todas as instalações da mesma potência.

Dinçer (2003, p.102) considera as seguintes vantagens do R-744:

- É não inflamável, não explosivo e não tóxico.
- Tem baixo custo e tem boa disponibilidade.
- Tem 0 ODP e 1 GWP.
- Boa estabilidade térmica.
- Economicamente, a pressão está perto do nível óptimo.
- Enorme redução das razões de pressão comparado com os refrigerantes tradicionais (expansão eficiente).
- Grande compatibilidade com os lubrificantes e materiais de construção dos equipamentos.
- Fácil disponibilidade em qualquer local, independentemente de monopólios.
- Simples operação, baixo preço e não é necessário reciclar.

As únicas desvantagens técnicas são a alta temperatura do ponto triplo e a baixa temperatura do ponto crítico. Consequentemente o CO₂ como substância pura não pode ser refrigerante alternativo.

Uma condicionante para sistemas que utilizem CO₂ nos como fluido refrigerante está na sua alta pressão durante uma paralisação. Se a instalação for parada para manutenção, avaria, corte de energia ou alguma outra razão, o refrigerante dentro da instalação começará receber o calor do ambiente e a sua pressão aumentará.

2.4 Diagramas Pressão-Entalpia e Temperatura-Entropia

O diagrama de pressão-entalpia é útil quando é feita uma análise de cálculo da transferência de calor, de trabalho ou de desempenho num ciclo de refrigeração.

No diagrama p-h, a entalpia h é a abcissa e a pressão absoluta a ordenada. A linha de líquido saturado separa o líquido subarrefecido da região bifásica dentro da qual o vapor e o líquido coexistem. A linha de vapor saturado separa a região bifásica da região de vapor sobreaquecido. Na região bifásica a mistura de vapor e líquido é subdividida por linhas de título de vapor constante. As linhas isotérmicas são quase verticais na região líquida, na região bifásica são horizontais e na região sobreaquecida curvam para baixo abruptamente. As linhas isotérmicas na região bifásica são horizontais devido à pressão específica de um refrigerante nessa região determinar a sua temperatura. Igualmente na região sobreaquecida, as linhas de entropia constante inclinam-se para cima, e de volume constante são menos inclinadas, mas ambas ligeiramente curvadas.

O diagrama de temperatura-entropia, por sua vez é utilizado na análise de irreversibilidades num ciclo de refrigeração, assim como num sistema, a fim de seleccionar os melhores parâmetros de funcionamento e melhorar o desempenho dos mesmos. Num diagrama T-s, a entropia s é a abcissa e a temperatura T a ordenada.

2.5 Coeficiente de desempenho num ciclo de refrigeração

O coeficiente de desempenho é o índice da eficiência de um ciclo termodinâmico ou de um sistema térmico. É usado o termo COP em vez de eficiência térmica devido a este poder ser maior do que a unidade. Para uma instalação frigorífica, o COP é definido como a razão entre a potência frigorífica e a potência de compressão (ambos em kJ/kg).

$$COP_{ref} = \frac{\text{Potência de Refrigeração}}{\text{Potência Consumida}}$$

Dos vários factores que vão afectar o desempenho final duma instalação frigorífica de um ou mais andares, o rendimento volumétrico ocupa especial importância, e a utilização de um ou mais andares vai afectar directamente a

razão de pressões. O rendimento isentrópico também será afectado devido às linhas de compressão serem mais divergentes, sendo o ciclo de andar único mais penalizado. Os restantes rendimentos irão afectar por igual as duas opções, desde que tenham o mesmo tipo de compressor, o mesmo regime de funcionamento e o mesmo gás refrigerante.

2.5.1 Rendimento volumétrico

O trabalho dispendido na compressão dum fluído é calculado a partir da resolução do integral

$$w_s = -\Delta h = \int_{P1}^{P2} v dP$$

Uma fonte de ineficiência volumétrica nos compressores rotativos é devida ao deslizamento do fluído em relação ao veio do impulsor, fazendo com que a frequência real de operação seja diferente da frequência de operação nominal.

No caso do compressor alternativo, quando o êmbolo inicia o curso descendente, não começa imediatamente a entrar fluído no cilindro devido ao espaço neutro entre a coroa do êmbolo e a tampa do cilindro estar a uma pressão superior à do fluído que se encontra na conduta de aspiração, e quando esse fluído residual volta a expandir, devolve parte da energia que foi gasta na sua compressão, através da força que faz na superfície da coroa do êmbolo.

Quando este atinge o PMI o volume específico do vapor contido no interior do cilindro é mais elevado do que o vapor que se encontra na conduta de aspiração, pelo que a compressão só tem início quando as duas pressões se equilibrarem.

Outro factor que afecta negativamente o rendimento volumétrico é o aquecimento do gás na linha de aspiração até entrar no cilindro. A transferência de calor das partes quentes do compressor para o gás ao longo da conduta reduz a massa específica do gás aspirado, diminuindo assim o caudal mássico a circular. As fugas internas devidas a folgas entre os cilindros e os êmbolos são outra fonte de ineficiência volumétrica.

Para Kidnay e Parrish (2006, p.70), considerando somente a influência do espaço morto, a eficiência volumétrica pode ser calculada pela fórmula:

$$\eta_v = 100 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - C \left[\left(\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/\gamma} \right]$$

Onde z representa o factor de compressibilidade

$$z = \frac{PV}{RT}$$

C a percentagem de volume residual não varrido pelo êmbolo em relação ao volume varrido.

A fórmula de Rapin é bastante prática e geralmente utilizada na ausência de dados referentes ao compressor:

$$\eta_v = 1 - 0,05 \frac{P_2}{P_1}$$

Num compressor alternativo, o rendimento volumétrico é a razão entre o volume de fluido aspirado num ciclo o volume varrido num curso de movimento.

O rendimento volumétrico dum compressor é função da sua geometria e do fluido refrigerante utilizado. Além disso o rendimento volumétrico não é um valor constante, mas varia com as condições de funcionamento do sistema.

A figura 2.1 mostra a curva típica da relação entre a razão de pressões e a eficiência volumétrica na compressão dum halogéneo. Segundo Dossat (1997, p.219), as eficiências para o amoníaco são usualmente 5% a 10% superiores às dos compressores de halogéneos.

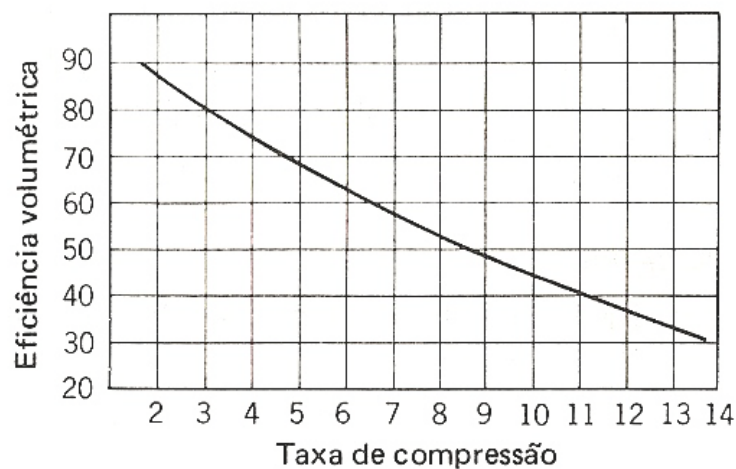


Figura 2.1 – Rendimento volumétrico (Dossat, 1997).

O valor do rendimento volumétrico não pode ser aplicado directamente para determinar o desempenho total do ciclo, pois quanto menor for, menos potência é fornecida ao compressor, se bem que por unidade de massa debitada o consumo seja maior. Assim para o mesmo caudal mássico, com menor eficiência volumétrica, o compressor terá de ter maiores dimensões terá e mais potência consumirá, não só por ter maior inércia e perdas mecânicas, mas também devido às irreversibilidades e perdas internas serem maiores.

Na compressão em vários andares o gás entre os estágios intermédios é arrefecido, reduzindo o seu volume específico e diminuindo o trabalho necessário para o mover num diferencial de pressão.

2.5.2 Sistemas de andares múltiplos

Os sistemas com vários andares de compressão de vapor são classificados em sistemas compostos e sistemas em cascata. Um sistema composto consiste em dois ou mais andares de compressão ligados em série.

Para compressores alternativos e compressores de parafuso, cada andar de compressão exige um compressor separado. Nos compressores centrífugos de vários andares, dois ou mais andares podem ser internamente combinados por meio de impulsores ligados em série.

Existem duas soluções para utilização em sistemas compostos de vários andares, que podem ser utilizadas simultaneamente com grande vantagem.

As razões para usar um sistema de vários andares de compressão do vapor em vez de um sistema de andar único são as seguintes:

- A razão de pressões em cada andar é menor do que numa unidade de andar único, assim o rendimento volumétrico do compressor é superior. A razão de pressões é definida como o quociente entre a pressão de descarga e a pressão de aspiração do compressor, sendo ambas medidas em termos de pressão absoluta.
- Melhor rendimento devido à remoção do gás evaporado à pressão intermédia.

- O refrigerante entra no evaporador com valor de entalpia mais baixo, aumentando assim o efeito refrigerante, fazendo baixar o caudal a circular, os diâmetros dos tubos do evaporador e das tubagens até à aspiração do compressor e proporciona melhor troca de calor no evaporador, visto a mistura ter menor título.

- O gás na descarga do compressor de baixa pressão é arrefecido pela evaporação de líquido à temperatura de saturação da pressão intermédia. Isto conduz a uma temperatura mais baixa da descarga do compressor de alta pressão, em relação a um sistema de andar único e para as mesmas temperaturas de regime, limitando assim a temperatura máxima no ciclo, que vai interferir com as propriedades dos materiais de que são feitos os compressores e com o próprio óleo de lubrificação, aumentando assim o período de vida útil para as mesmas características físicas.

- Dois ou três compressores num sistema de vários andares fornecem melhor flexibilidade em relação à variação de carga do refrigerante em várias temperaturas de evaporação, durante a operação de aprovisionamento.

- Os inconvenientes do sistema de vários andares são o preço inicial mais elevado e um sistema mais complexo que num sistema de um só andar.

Do mesmo modo que podemos optar por um sistema de dois andares, devido às suas vantagens, porquê não optar por três? A necessidade de compressão em três andares não é tão crítica como quando eram predominantes os compressores alternativos. Os compressores alternativos são limitados a razões de pressão entre 7 e 9. As limitações das relações de pressão aplicáveis ao compressor alternativo não se aplicam ao compressor de parafuso, que pode operar com razões de pressão superiores a 15, embora por vezes afecte a sua eficiência. Para um sistema que opere com diferença de temperaturas elevadas utilizando compressores de parafuso, normalmente não são necessários mais de dois andares de compressão.

2.6 Processos de compressão

Vão ser agora analisados os vários ciclos de compressão seca em sistema de expansão directa. Não é considerada a perda de carga nas condutas.

2.6.1 Ciclo de compressão de andar único

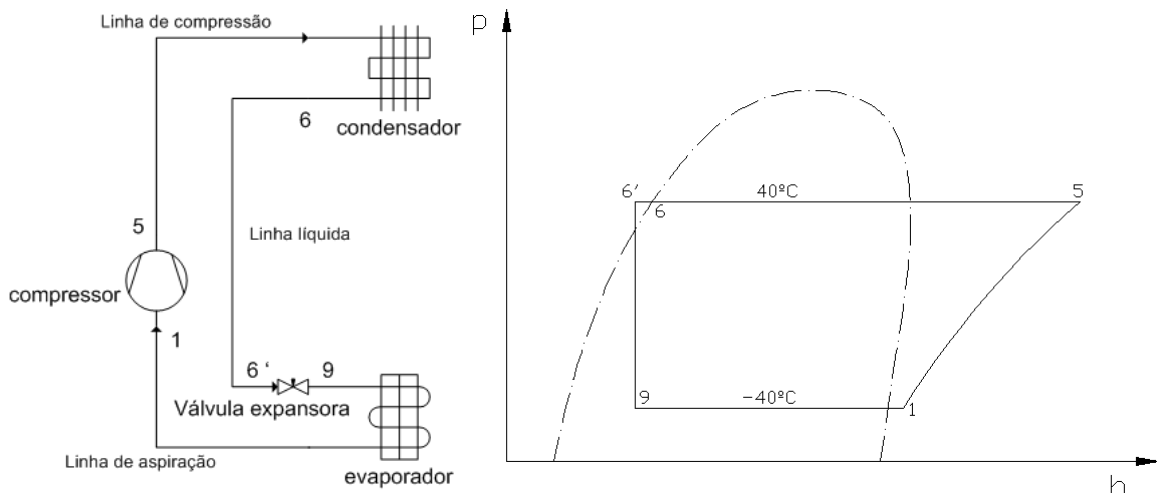


Figura 2.2 – Compressão em andar único.

A figura 2.2 mostra o diagrama esquemático e o ciclo de refrigeração de um sistema de compressão de andar único.

O refrigerante proveniente do condensador no estado 6 chega à válvula de expansão como líquido subarrefecido no estado 6', sofre uma queda de pressão e entra no evaporador no estado 9, como mistura de vapor saturado e líquido saturado e com o mesmo valor de entalpia do estado 6', mas sujeito a pressão inferior. O fluído evapora totalmente neste permutador, é aspirado pelo compressor no estado 1 e sai pela conduta de descarga do mesmo no estado 5.

No condensador perde primeiro o calor sensível, em seguida o calor latente de condensação e sai do condensador no estado 6 no estado de líquido saturado.

O efeito refrigerante corresponde à diferença de entalpia entre o estado 1 e o estado 9, $q_{er} = (h_1 - h_9)$ e o caudal corresponde ao quociente entre a potência de refrigeração e o efeito refrigerante:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}}$$

A potência absorvida pelo compressor é dada através da expressão:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_5 - h_1)$$

O coeficiente de desempenho da instalação é obtido através da expressão:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_9)}{\dot{m}(h_5 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_9)}{(h_5 - h_1)}$$

2.6.2 Compressão em vários andares

2.6.2.1 Processos para melhorar o desempenho através da pressão intermédia

Existem dois processos para melhorar o desempenho de ciclos frigoríficos através da utilização da pressão intermédia. Um dos processos é o de fazer baixar a temperatura do gás aspirado pelo compressor do andar mais elevado, arrefecendo a descarga do refrigerante do andar mais baixo. Outro processo consiste em causar uma queda de pressão no gás, e consequente expansão no depósito intermédio, haver uma separação de vapor saturado e de líquido saturado, e este último sofrer uma nova queda de pressão de modo a aumentar o efeito refrigerante do fluido. A parte de vapor saturado resultante da expansão à pressão intermédia é aspirada pelo compressor auxiliar e o vapor proveniente do evaporador é aspirado pelo compressor principal.

2.6.2.2 Arrefecimento intermédio

Um processo destinado a melhorar o desempenho dum ciclo frigorífico de dois andares de compressão é o arrefecimento da descarga de refrigerante do compressor do 1º andar antes de este entrar na aspiração do compressor do 2º andar.

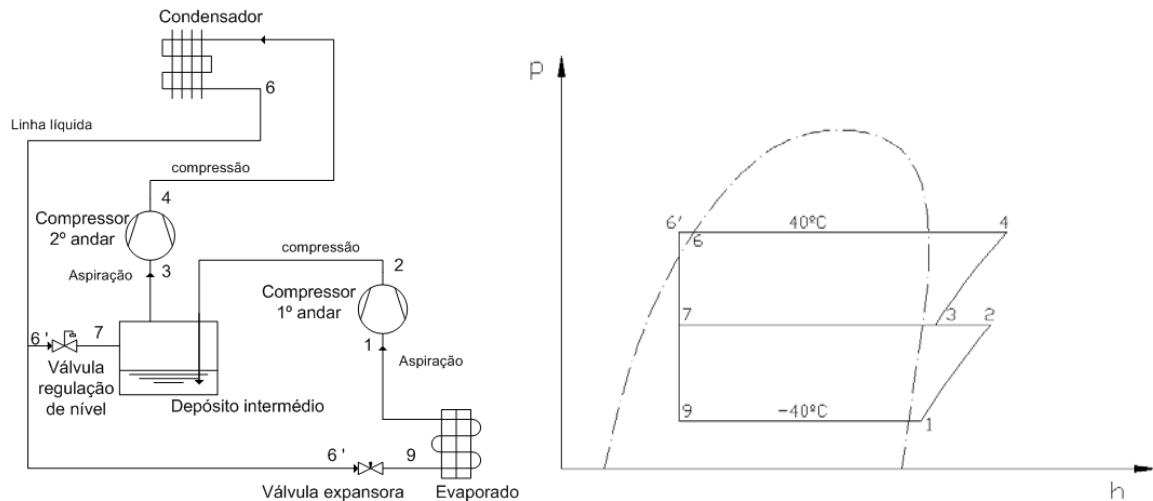


Figura 2.3 – Dois andares de compressão com arrefecimento intermédio.

Neste método o efeito refrigerante é o mesmo do ciclo de andar único de compressão. Tem a vantagem de usar razões de pressão menores, que faz aumentar o rendimento volumétrico e o rendimento isentrópico do ciclo, além de fazer baixar a temperatura do fluído na descarga do compressor do 2º andar, em relação ao compressor de andar único.

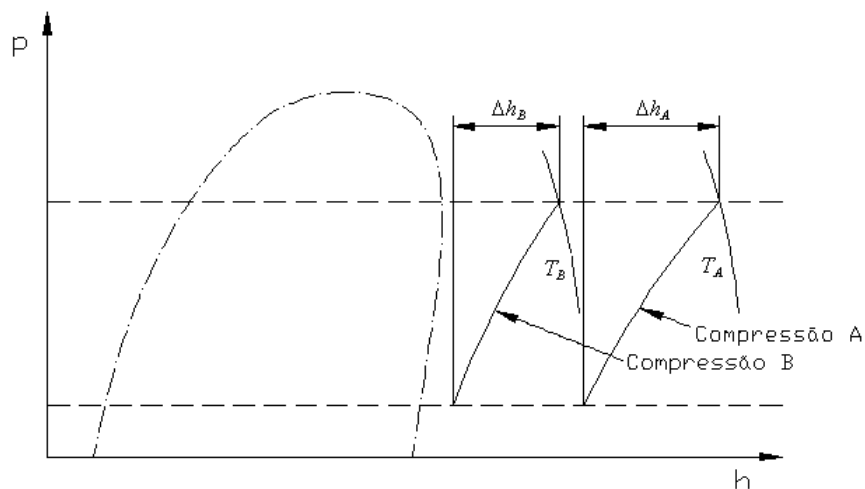


Figura 2.4 – Comparação de compressões com diferentes temperaturas iniciais.

A figura 2.4 compara duas compressões com diferentes temperaturas iniciais.

A temperatura inicial na compressão em A é superior à da compressão em B, e se observarmos as linhas de compressão (entropia constante) vemos que estas tendem mais para a horizontal nas regiões mais afastadas da curva de saturação. A divergência das linhas de entropia constante deve-se ao facto do vapor não ter comportamento de gás perfeito, devido à variação de c_p e c_v .

A figura 2.5 é retirada de Stoecker e Jabardo, (2002, p.60) que faz a seguinte análise relativamente ao arrefecimento intermédio:

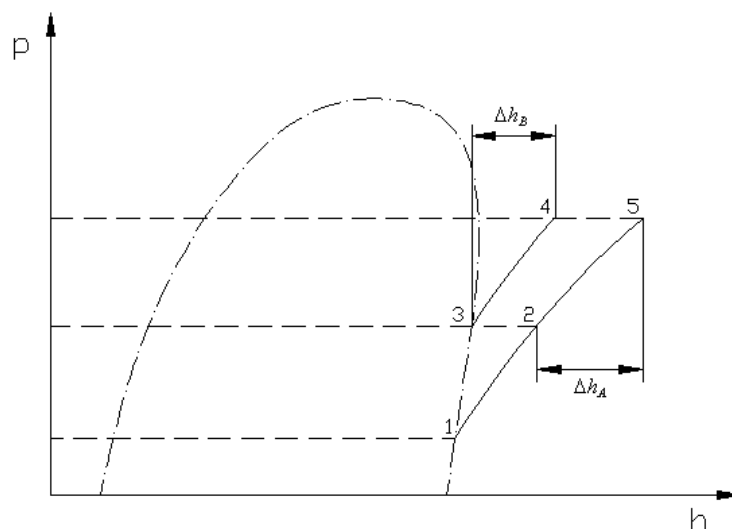


Figura 2.5 – Consequência do arrefecimento intermédio.

Com base na figura 2.5 é perceptível que $\Delta h_B < \Delta h_A$, logo em vez de se efectuar uma única compressão desde o estado 1 até ao estado 5, se for feita em duas etapas, uma de 1 para 2 e outra de 3 para 4, com arrefecimento intermédio, obtém-se uma redução no trabalho de compressão.

Como $(h_2 - h_3) < (h_5 - h_4)$, a diferença $(h_5 - h_4) - (h_2 - h_3)$ é máxima à pressão intermédia cujo valor é a razão geométrica das pressões de condensação e de evaporação de fluido refrigerante.

Esta razão geométrica é calculada pela fórmula $P_{int} = \sqrt{P_{cond} \times P_{evap}}$. Porém a rejeição do calor retirado no arrefecimento intermédio não é dissipado ao meio ambiente à temperatura intermédia, mas sim à temperatura de condensação do fluido, o que tem um custo adicional no desempenho da instalação.

A transferência de calor entre andares pode ser feita de diversas formas.

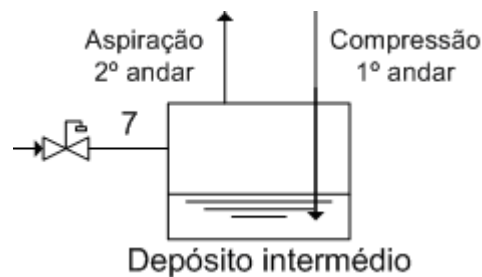


Figura 2.6 – Eliminação do sobreaquecimento do vapor de baixa pressão no depósito intermédio.

O método mostrado na figura 2.6 em que o tubo da descarga da linha de compressão do 1º andar fica submerso abaixo da superfície líquida e faz borbulhar o gás de modo baixar-lhe a temperatura à custa da vaporização de líquido, tem como principal desvantagem o facto de o tubo dever estar mergulhado entre 0,6 e 1,2 m abaixo da linha de líquido. A coluna de líquido cria contra-pressão na descarga do compressor, provocando-lhe esforço adicional. Uma outra desvantagem é a agitação provocada pelo vapor ao borbulhar no líquido poder arrastar gotas de líquido para o compressor.

Uma forma de evitar esses problemas é a utilização de um spray para pulverizar líquido na passagem do vapor sobreaquecido proveniente da descarga do compressor do 1º andar. A fonte do líquido pode vir directamente do condensador através de uma válvula de expansão com sensor na linha de aspiração do compressor do 2º andar, de modo a regular aí a temperatura.

2.6.2.2.1 *Fracção do fluído evaporado no depósito intermédio*

No depósito intermédio, por cada unidade de caudal de refrigerante vindo do condensador, uma parte X evapora e arrefece a parte restante de refrigerante $(1 - X)$ à temperatura de saturação da pressão intermédia. A entalpia do refrigerante líquido que entra no depósito intermédio, h_7 é a entalpia da mistura do vapor saturado e do refrigerante líquido após a válvula expansora, e como a transformação é isentálpica, $h_{6'} = h_7$. A entalpia h_9 também tem o mesmo valor de $h_{6'}$, portanto $h_{6'} = h_9$.

$$h_3 = Xh_7 + (1 - X)h_2$$

A percentagem de líquido evaporado no tanque intermédio é

$$X = \frac{h_3 - h_2}{h_7 - h_2}$$

2.6.2.2.2 Coeficiente de desempenho

Por cada unidade de caudal de refrigerante que passa no condensador, a quantidade de refrigerante que passa no evaporador é $(1 - X)$.

O caudal que circula no evaporador e o que circula no condensador têm a seguinte relação:

$$\dot{m}_{evap} = (1 - X)\dot{m}_{cond}$$

O caudal que percorre o condensador é dado pela expressão:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{cond}(1 - X)(h_1 - h_9)$$

A potência total absorvida pelos compressores é dada através da expressão:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{cond}(1 - X)(h_2 - h_1) + \dot{m}_{cond}(h_4 - h_3)$$

O coeficiente de desempenho numa instalação de dois andares é dado através da expressão:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_{cond}(1 - X)(h_1 - h_9)}{\dot{m}_{cond}(1 - X)(h_2 - h_1) + \dot{m}_{cond}(h_4 - h_3)}$$

$$COP_{ref} = \frac{(1 - X)(h_1 - h_9)}{(1 - X)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

2.6.2.3 Remoção de *flash gas* (expansão) à pressão intermédia

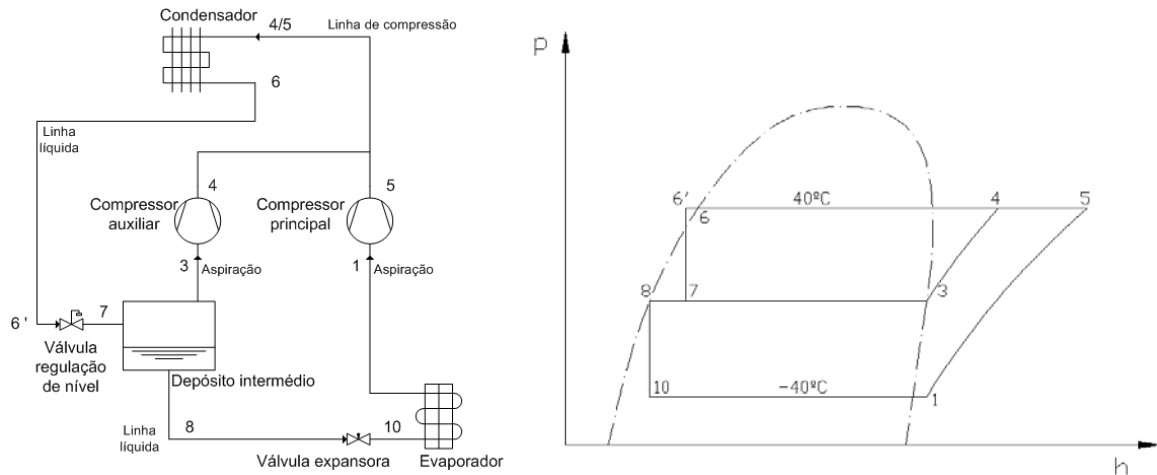


Figura 2.7 – Dois andares de compressão com remoção de *flash gás* (expansão).

A figura 2.7 mostra o diagrama esquemático e o ciclo de refrigeração de um sistema com remoção de *flash gas* à pressão intermédia.

O refrigerante proveniente do condensador no estado 6 chega à válvula de expansão como líquido subarrefecido no estado 6', sofre uma queda de pressão e entra no depósito intermédio no estado 7, como mistura de vapor saturado e líquido saturado e com a mesma entalpia do estado 6', mas sujeito a uma pressão inferior.

Como o estado 7 corresponde a um estado de mistura, se o caudal que sai do condensador tiver o valor \dot{m}_{cond} se a sua fracção de vapor corresponder à percentagem X no estado 3 e a sua fracção líquida corresponde a $(1-X)$ estado 8, o compressor auxiliar desloca a fracção X do estado 3 para o estado 4 e o compressor principal a fracção $(1-X)$ do estado 1 para o estado 5.

O efeito refrigerante corresponde à diferença de entalpia entre o estado 1 e o estado 10, e a potência de refrigeração corresponde ao produto do efeito refrigerante pelo valor $(1 - X)\dot{m}_{cond}$, ou seja o caudal circulado no evaporador.

Se o funcionamento dos compressores for simultâneo, na entrada do condensador temos um estado termodinâmico com a mesma pressão dos estados 4 e 5 e com um valor de entalpia $Xh_4 + (1 - X)h_5$.

Este sistema, em relação à compressão em andar único tem a vantagem da fracção X ser comprimida desde a pressão intermédia directamente para a

pressão de condensação, em vez de acompanhar a fracção restante, e ser comprimida a partir de uma pressão inferior para a pressão máxima do ciclo. A fracção X é beneficiada assim do ponto de vista do rendimento termodinâmico e do rendimento volumétrico por ser comprimida a razão de pressões inferior. A fracção (1-X) é indiferente a opção andar único ou dois andares com a remoção de *flash gas* a pressão intermédia.

2.6.2.4 Dois andares de compressão com injeção total

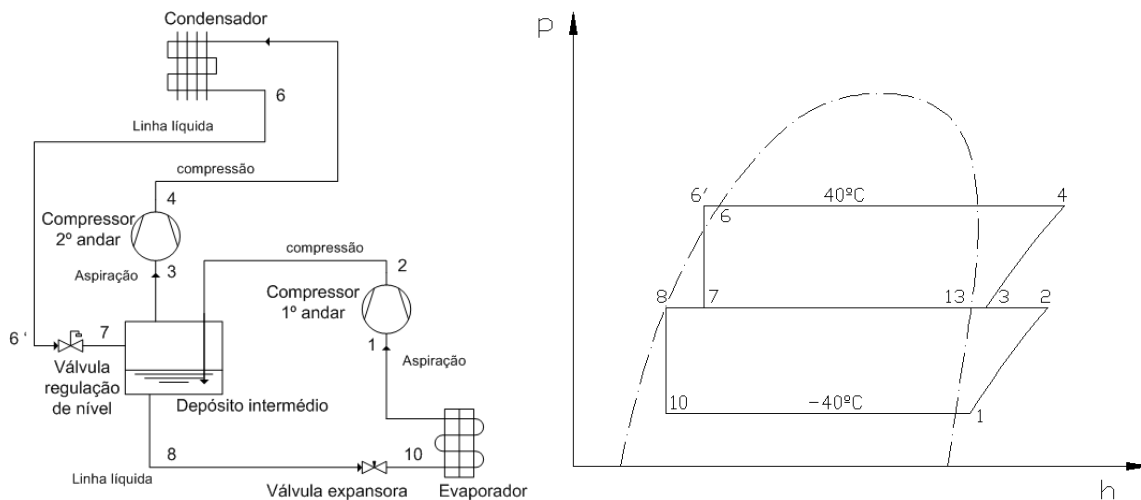


Figura 2.8 – Dois andares de compressão com injeção total.

O refrigerante entra no compressor do primeiro andar no estado 1. É comprimido até à pressão intermédia para o estado 2 e mistura-se com o refrigerante do depósito intermédio. O gás é então aspirado pelo compressor do segundo andar no estado 3 e comprimido até à pressão de condensação, no estado 4. O fluído é então descarregado no condensador sob a forma de vapor sobreaquecido, onde perde calor, ficando no estado 6. Em seguida o líquido subarrefece e passa ao estado 6', atravessa uma válvula de expansão e sofre uma queda de pressão, ficando num estado de mistura correspondente ao estado 7. O estado 7 tem uma fracção de vapor saturado correspondente ao título de vapor, no estado 3, e a parte restante líquido saturado, no estado 8. Uma parte da fracção líquida no estado 8 vai evaporar ao realizar o arrefecimento intermédio e a restante passa através de outro dispositivo onde sofre nova expansão e fica no estado de mistura correspondente ao ponto 10. O fluído entra então no

evaporador, retirando calor do exterior da serpentina e flui para a entrada do compressor do primeiro andar, terminando o ciclo.

2.6.2.4.1 Fracção de refrigerante evaporada no depósito intermédio

No depósito intermédio, por unidade de massa de refrigerante que circula no condensador, uma fracção X ao evaporar arrefece a restante parte líquida correspondente a $(1-X)$, à temperatura de saturação da pressão intermédia.

$$h_7 = h_{6'} = Xh_{13} + (1 - X)h_8$$

2.6.2.4.2 Entalpia do vapor que entra no compressor do 2º andar

Wang (2001, p.9.32) calcula a entalpia do fluído à entrada do compressor do 2º andar como uma mistura só de vapor saturado (fracção X) e vapor sobreaquecido (fracção $(1 - X)$) proveniente da descarga do compressor.

Porém vamos considerar também o efeito refrigerante do líquido que evapora em contacto com o vapor sobreaquecido, do caudal $(1 - X)$, onde uma parte Z provoca efeito refrigerante no evaporador e a restante arrefece a descarga do compressor do 1º andar. A entalpia no estado 3 é calculada do seguinte modo:

$$h_3 = Xh_{13} + Z(1 - X)h_2 + (1 - X)(1 - Z)h_8$$

Se pretendermos que o compressor do 2º andar aspire vapor saturado, então $h_3 = h_{13}$:

$$h_3 = Xh_3 + Z(1 - X)h_2 + (1 - X)(1 - Z)h_8$$

$$h_3 = \frac{Z(1 - X)h_2 + (1 - X)(1 - Z)h_8}{(1 - X)}$$

$$h_3 = Zh_2 + (1 - Z)h_8$$

$$Z = \frac{h_3 - h_8}{h_2 - h_8}$$

2.6.2.4.3 Coeficiente de desempenho

Por unidade de massa de refrigerante a circular no condensador, a quantidade do mesmo que circula no evaporador é:

$$\dot{m}_{evap} = Z(1 - X)\dot{m}_{cond}$$

A massa a circular no evaporador é determinada a partir da expressão:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}}$$

A potência total absorvida pelos compressores relativamente à de massa de refrigerante a circular no condensador é:

$$\dot{W}_{in} = Z(1 - X)(h_2 - h_1)\dot{m}_{cond} + (h_4 - h_3)\dot{m}_{cond}$$

O coeficiente de desempenho dos dois andares é dado por:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{Z(1 - X)(h_1 - h_{10})\dot{m}_{cond}}{[Z(1 - X)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)]\dot{m}_{cond}}$$

$$COP_{ref} = \frac{Z(1 - X)(h_1 - h_{10})}{Z(1 - X)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

2.6.2.4.4 Características de um sistema com injeção total

No ciclo de compressão em dois andares com depósito intermédio e com injeção total, uma parte do refrigerante líquido que sai do condensador ao evaporar é enviada directamente à aspiração do compressor do segundo andar, evitando assim ser comprimida a partir de uma pressão mais baixa. Além disso, o refrigerante líquido restante arrefece à temperatura de saturação correspondente à pressão intermédia, que é mais baixa do que a temperatura do líquido que sai do condensador num sistema de andar único. O arrefecimento da descarga do compressor do andar mais baixo é realizado a partir da evaporação de líquido à pressão intermédia. O aumento do efeito refrigerante e a diminuição da potência de compressão conduzem a um COP_{ref} mais elevado do que num sistema de andar único. Embora o preço inicial dum sistema composto de dois andares com

reservatório intermédio seja mais elevado do que de um andar único, o sistema composto tem um COP_{ref} mais elevado.

2.6.2.5 Dois andares de compressão com injeção parcial

Num ciclo de refrigeração de dois andares com injeção parcial, o refrigerante líquido proveniente do condensador é dividido em dois caudais no ponto 6'. Um caudal entra na serpentina do depósito intermédio e o outro expande à pressão intermédia, após a válvula, para o estado 7.

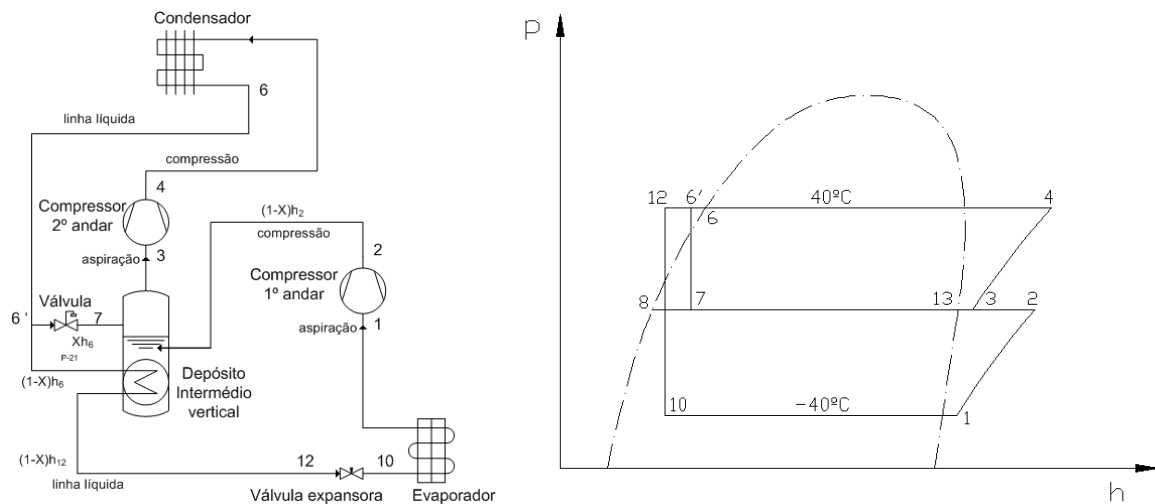


Figura 2.9 – Dois andares de compressão com injeção parcial.

No depósito intermédio é retirado calor ao líquido que circula na serpentina subarrefecendo-o, passando a sua entalpia de 6' para 12 e provocando a vaporização de algum refrigerante líquido no exterior da serpentina, que passa do estado 8 ao estado 3. O líquido subarrefecido, após uma queda de pressão localizada em 12 expande para o estado 10 e percorre o evaporador. Aqui evapora a sua fracção líquida e entra na aspiração do compressor do 1º andar já no estado 1. O gás é então comprimido e descarregado no depósito intermédio no estado 2, misturando-se com o líquido à pressão intermédia. O vapor é aspirado do depósito intermédio pelo compressor do 2º andar no estado 3, que o descarrega no estado 4 como vapor sobreaquecido. Perde calor no condensador.

Subarrefece na tubagem que sai do condensador e no interior da serpentina do depósito intermédio.

Neste sistema, X é a fracção de refrigerante líquido que vaporizada no depósito intermédio, e h_{12} é a entalpia do refrigerante líquido subarrefecido à saída do depósito intermédio. Baseado no balanço térmico dos refrigerantes que entram e que saem do depósito intermédio, segundo as indicações de fig. 2.9 temos:

$$(1 - X)h_{6'} + Xh_{6'} + (1 - X)h_2 = h_3 + (1 - X)h_{12}$$

Então

$$h_{6'} - h_3 = (1 - X)h_{12} - (1 - X)h_2$$

$$X = \frac{h_2 - h_3 + h_{6'} - h_{12}}{h_2 - h_{12}}$$

2.6.2.5.1 Coeficiente de desempenho

Para uma unidade de massa de refrigerante a circular no condensador, a quantidade de refrigerante a circular no evaporador é:

$$\dot{m}_{evap} = (1 - X)\dot{m}_{cond}$$

A potência total dos compressores por unidade de massa de refrigerante a circular no condensador é:

$$\dot{W}_{in} = (1 - X)(h_2 - h_1)\dot{m}_{cond} + (h_4 - h_3)\dot{m}_{cond}$$

O coeficiente de desempenho dos dois andares é dado por:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{(1 - X)(h_1 - h_{10})\dot{m}_{cond}}{[(1 - X)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)]\dot{m}_{cond}}$$

$$COP_{ref} = \frac{(1 - X)(h_1 - h_{10})}{(1 - X)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

2.6.2.6 Comparação entre ciclos de injeção total e de injeção parcial

O refrigerante líquido que flui dentro da serpentina do depósito intermédio pode ser mantido a uma pressão ligeiramente mais baixa do que a pressão de condensação, visto que o refrigerante líquido no depósito intermédio exterior à serpentina está a uma pressão mais baixa, que é a pressão intermédia, e consequentemente a uma temperatura inferior também. Assim previne-se que algum refrigerante possa evaporar antes da válvula de expansão, o que causaria problemas no funcionamento da instalação. Na injeção total a queda de pressão na válvula de expansão não é tão acentuada como na injeção parcial. Por sua vez, o efeito refrigerante na injeção total é superior ao da injeção parcial.

2.6.2.7 Sistemas em cascata

Nos sistemas em que o mesmo refrigerante passa pelos estágios de alta e baixa pressão, os valores extremos de pressão e de volume específico podem causar diversos problemas. Quando a temperatura de evaporação é muito baixa, o volume específico v do vapor na aspiração do compressor do andar mais baixo é elevado, o que implica um compressor de capacidade volumétrica elevada. Relativamente à pressão, os valores abaixo da pressão atmosférica podem originar entradas de ar e de humidade para o sistema frigorífico. Por outro lado, se a pressão de aspiração for superior à pressão atmosférica, a pressão de descarga pode ter valores muito elevados, onde as tubagens e os componentes do sistema terão de ser resistentes a fim de a poderem suportar. A solução pode ser um sistema em cascata.

A vantagem principal de um sistema em cascata é de poderem ser usados refrigerantes, equipamentos e óleos diferentes para os dois sistemas.

Um sistema em cascata consiste em dois sistemas de refrigeração de andar simples separados: um sistema a trabalhar a temperaturas mais baixas de evaporação e um outro sistema que executa melhor o ciclo a temperaturas de condensação mais elevadas. Estes dois sistemas são ligados por um permutador dentro do qual o evaporador do sistema mais elevado recebe o calor libertado do condensador do sistema mais baixo.

É desejável haver uma troca de calor entre o refrigerante líquido do condensador da cascata e o refrigerante do vapor que sai do evaporador do sistema mais baixo. O refrigerante líquido pode subarrefecer antes de entrar no evaporador do sistema mais baixo num permutador de calor destinado a essa função. Devido à temperatura de evaporação ser baixa, não há perigo da temperatura da descarga ser demasiado alta após o processo de compressão do sistema mais de temperatura mais baixa. Quando um sistema de cascata é interrompido, a pressão de vapor saturado do refrigerante do sistema de temperatura mais baixa pode aumentar significativamente. Por razões de segurança uma válvula de descarga no condensador da cascata liga a um tanque de expansão, projectado para armazenar o refrigerante do sistema mais baixo em caso da paragem programada, falta de energia ou avaria. Para temperaturas extremamente baixas de evaporação, pode ser utilizado um sistema de vários estágios de compressão no sistema mais baixo ou mais elevado do sistema de cascata.

Nos sistemas em cascata R-744/R-717, é normal o CO_2 ser utilizado em sistema de expansão directa e o NH_3 em sistema de evaporador inundado.

Uma desvantagem do sistema em cascata é ter de existir um diferencial de temperatura entre a condensação do sistema mais baixo e a evaporação do sistema mais elevado para a transferência térmica no permutador. Em consequência desse diferencial de temperatura há maior consumo de energia. Igualmente um sistema em cascata é mais complexo do que um sistema de dupla compressão.

2.6.2.7.1 Desempenho dum sistema em cascata

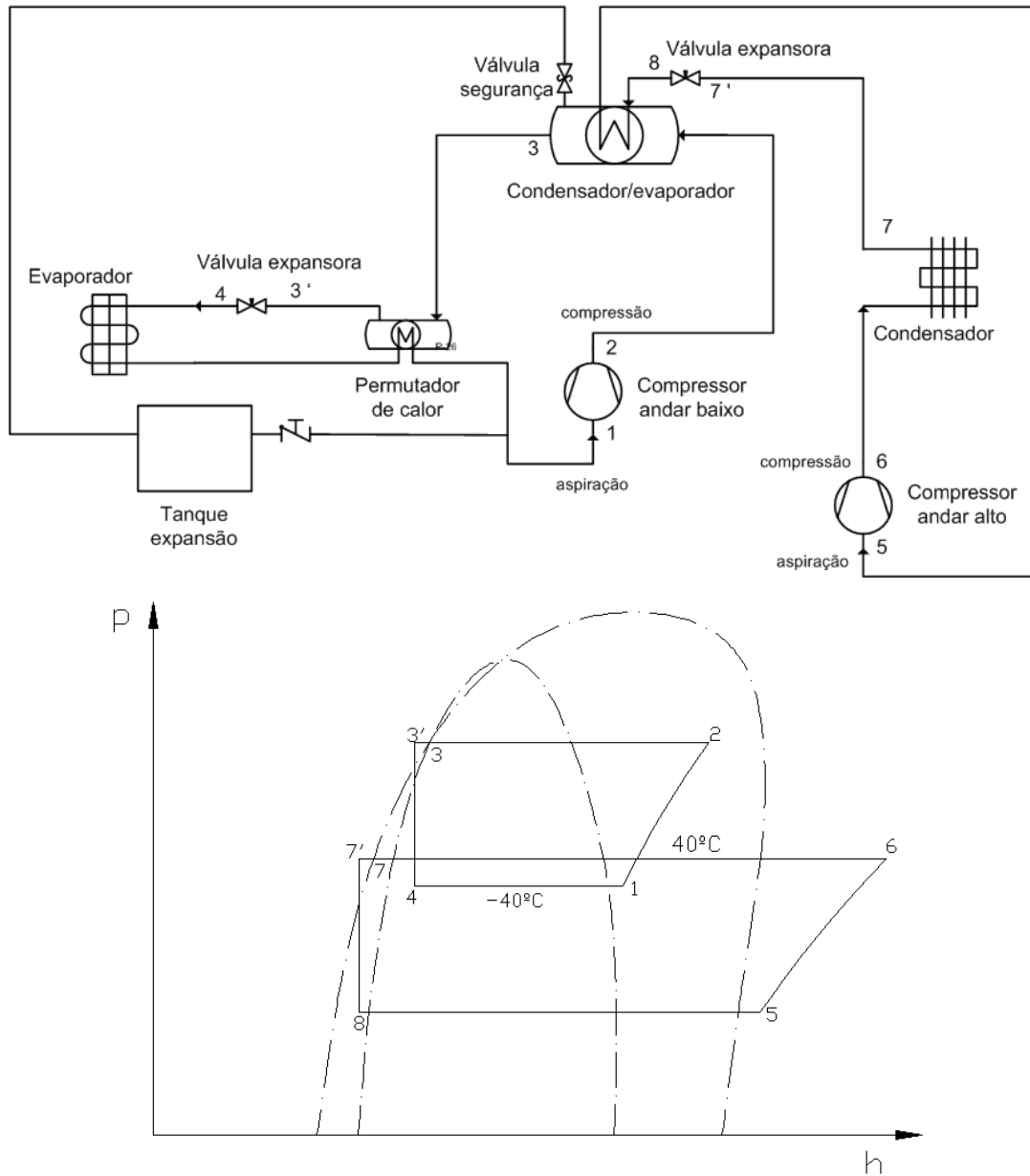


Figura 2.10 – Ciclo em cascata.

O desempenho dum ciclo em cascata pode ser medido por unidade de refrigerante a circular no sistema mais baixo. A Figura 2.10 mostra o esquema do ciclo de refrigeração no diagramas p-h. O sistema de temperaturas mais baixas é caracterizado pelos pontos 1, 2, 3' e 4, e o sistema de temperaturas mais elevadas pelos pontos 5, 6, 7' e 8. O efeito refrigerante num ciclo em cascata é:

$$q_{er} = h_1 - h_4$$

Se o rendimento do permutador de calor da cascata for unitário, a potência calorífica libertada no condensador do sistema mais baixo $\dot{m}_l(h_2 - h_{3'})$ é igual à potência frigorífica absorvida no evaporador do sistema mais elevado $\dot{m}_h(h_5 - h_8)$

$$\dot{m}_l(h_2 - h_{3'}) = \dot{m}_h(h_5 - h_8)$$

Onde \dot{m}_l e \dot{m}_h são os caudais dos refrigerantes nos sistemas de temperaturas mais baixas e mais elevadas respectivamente. Consequentemente a relação de caudais do refrigerante, do sistema mais elevado à taxa de caudal do sistema mais baixo é

$$\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_l} = \frac{h_2 - h_{3'}}{h_5 - h_8}$$

O caudal de refrigerante no sistema mais baixo \dot{m}_l é:

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{Q}_{ref,l}}{q_{er,l}}$$

Onde

$\dot{Q}_{ref,l}$ = Potência refrigerante do sistema com temperaturas mais baixas

$q_{er,l}$ = Efeito refrigerante do sistema com temperaturas mais baixas

A potência total absorvida pelos compressores nos dois sistemas é:

$$\dot{W}_{in} = (h_2 - h_1) + \frac{\dot{m}_h(h_6 - h_5)}{\dot{m}_l}$$

O coeficiente de desempenho do sistema em cascata é:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_l(h_1 - h_4)}{\dot{m}_l(h_2 - h_1) + \dot{m}_h(h_6 - h_5)}$$

2.6.3 Comparação entre compressão de vapor seco e compressão de vapor húmido

Uma compressão que comece num estado em que coexistam a fase líquida e a fase de vapor é denominada compressão húmida. Essa compressão eventualmente pode originar vários problemas, como sejam a diluição do óleo de lubrificação pela presença de refrigerante líquido nas paredes do cilindro em

compressores alternativos e a possibilidade de erosão das válvulas pelas gotículas de refrigerante líquido.

Outra dificuldade apontada é controlar o título de vapor na aspiração do compressor, de modo a que no final da compressão o vapor esteja no estado desejado.

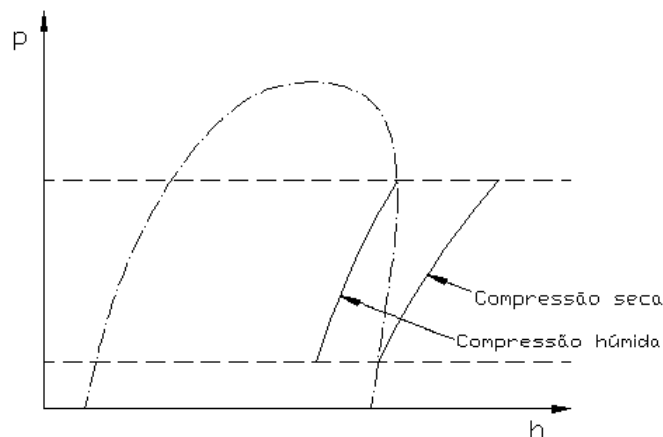


Figura 2.11 – Compressões húmida e seca.

Devido à divergência das linhas isentrópicas de compressão, a compressão húmida é menos penalizada do que a compressão seca relativamente ao trabalho necessário para provocar o aumento de pressão.

Sobre a dificuldade em controlar o título de vapor na aspiração do compressor, se do caudal de refrigerante apenas for usada uma fracção Y para causar arrefecimento no evaporador, sendo essa quantidade aspirada no estado de vapor saturado e a quantidade restante $(1-Y)$ for pulverizada no interior do cilindro à medida que a pressão aumenta (para evitar o sobreaquecimento do vapor durante a compressão), a linha de compressão pode acompanhar a curva de saturação.

Princípio idêntico de pulverizar um líquido durante a compressão é utilizado no ciclo Diesel para injectar combustível nos cilindros. A quantidade de líquido pulverizado também pode ser regulada do mesmo modo que nas bombas de injeção de combustível.

Na prática, o compressor teria de ser suficientemente lento de modo a permitir a evaporação do fluido pulverizado, porque se isso não acontecer, as partículas líquidas irão vaporizar durante o curso de aspiração, factor que vai reduzir a eficiência volumétrica do compressor.

3 DESCRIÇÃO DAS ACTIVIDADES

Este capítulo apresenta a simulação numérica utilizada na solução das equações que descrevem o ciclo de operações das opções tidas em conta na análise.

Para fazer a simulação numérica do sistema, é necessário introduzir hipóteses simplificativas.

Umas resultam do facto dos modelos numéricos não traduzirem de forma exacta os fenómenos físicos e outras porque se desconhece algumas características do sistema real.

- Não existem perdas de carga nem trocas de calor ao longo das tubagens. Permite considerar que as transformações energéticas têm apenas lugar nos equipamentos.
- O sistema encontra-se em regime estacionário, o que permite considerar o caudal mássico como igual em qualquer ponto do circuito.
- O fluido encontra-se na situação de saturado à saída do condensador e do evaporador.
- Permite fixar as propriedades termodinâmicas em dois pontos do ciclo, embora num sistema real, as condições à saída do condensador e do evaporador dependam do tipo de equipamento.
- Desprezam-se os efeitos das variações de energia potencial e cinética. Permite contabilizar as transformações energéticas nos equipamentos como função exclusiva de variações de entalpia do fluido.
- Não existem efeitos de óleo nem de gases não condensáveis. Permite considerar que as pressões de evaporação e de condensação são apenas função da temperatura do fluido refrigerante.
- O rendimento da compressão depende apenas da taxa de compressão (P_2/P_1), com um rendimento isentrópico de 100 %.

- Permite definir a evolução no compressor, pois a compressão pode ter lugar com aumento ou redução de entropia, dependendo do nível de arrefecimento do compressor.
- Efeitos da variação da potência frigorífica não afectam significativamente as temperaturas de funcionamento. Isto permite considerar que as pressões (e temperaturas) de mudança de fase se mantêm constantes.

3.1 Parâmetros termodinâmicos

Para obter os valores das propriedades termodinâmicas necessárias à realização do estudo recorreu-se ao site da MegaWatSoft, contudo sem a respectiva licença, as consultas do R-717 estavam limitadas à pressão de 10 bar e temperatura de 20° C, e as limitações impostas às consultas no R-744 (que necessitaria de uma outra licença), para os valores desejados, não constituíam impedimento algum.

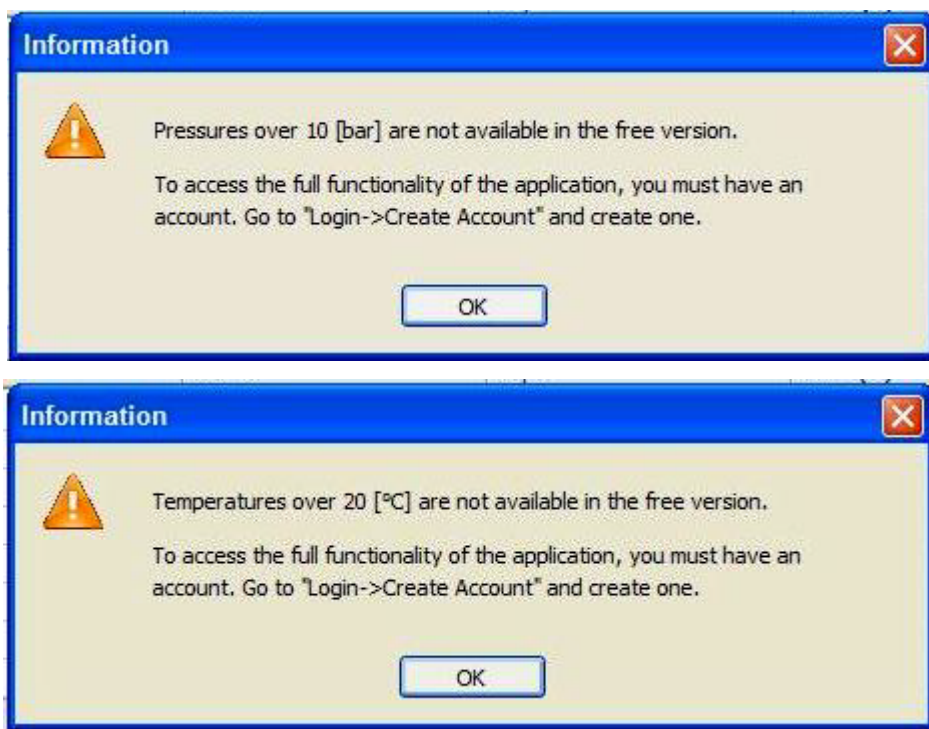


Figura 3.1 – Limitações das propriedades termodinâmicas online.

Os valores necessários e ainda não disponíveis são os valores das propriedades de saturação e os valores das propriedades na região

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

sobreaquecida das linhas de compressão isentrópica, que partem de pontos localizados na curva de saturação às várias pressões intermédias, ao cruzarem a linha da pressão de condensação.

Tabela 3.1 – Parâmetros termodinâmicos disponíveis (R-717).

P	t	h_f	h_g	s_f	s_g	$t_{(int)}$	$h_{(int)}$
15,55	40	-574,39	523,15	6,337	9,84		
1,9018	-20	-857,158	469,2136	5,343103	10,58276	18,89843	561,4522
1,9877	-19	-852,601	470,5733	5,361015	10,56749	21,87544	567,6426
2,0767	-18	-848,041	471,9216	5,37887	10,55235	24,85319	573,841
2,1688	-17	-843,477	473,2582	5,396668	10,53735	27,83079	580,0459
2,2641	-16	-838,909	474,5831	5,41441	10,52249	30,8077	586,2562
2,3627	-15	-834,338	475,8961	5,432096	10,50777	33,7842	592,473
2,4647	-14	-829,762	477,197	5,449727	10,49317	36,7596	598,6949
2,5702	-13	-825,182	478,4858	5,467304	10,47871	39,7337	604,9217
2,6792	-12	-820,598	479,7622	5,484827	10,46437	42,7063	611,1532
2,7919	-11	-816,01	481,0262	5,502298	10,45016	45,6771	617,389
2,9082	-10	-811,417	482,2776	5,519715	10,43608	48,6456	623,6283
3,0284	-9	-806,82	483,5162	5,537081	10,42211	51,6119	629,8714
3,1524	-8	-802,219	484,742	5,554396	10,40826	54,5758	636,1178
3,2804	-7	-797,613	485,9547	5,57166	10,39453	57,5366	642,3665
3,4125	-6	-793,002	487,1543	5,588875	10,38091	60,4948	648,6179
3,5487	-5	-788,387	488,3404	5,60604	10,36741	63,4491	654,8713
3,6891	-4	-783,767	489,5131	5,623156	10,35402	66,4	661,1259
3,8339	-3	-779,142	490,6721	5,640224	10,34073	69,3473	667,3823
3,9831	-2	-774,512	491,8173	5,657245	10,32755	72,2904	673,6391
4,1368	-1	-769,877	492,9485	5,674219	10,31448	75,23	679,8977
4,2950	0	-765,237	494,0655	5,691147	10,3015	78,1648	686,1556
4,4580	1	-760,591	495,1683	5,70803	10,28863	81,0953	692,4138
4,6258	2	-755,94	496,2565	5,724867	10,27586	84,0213	698,6723
4,7984	3	-751,284	497,33	5,74166	10,26318	86,9423	704,9298
4,9761	4	-746,623	498,3887	5,758409	10,2506	89,8583	711,186
5,1588	5	-741,955	499,4324	5,775116	10,23811	92,7693	717,4417
5,3467	6	-737,282	500,4608	5,791779	10,22571	95,675	723,6958
5,5398	7	-732,603	501,4739	5,808401	10,21341	98,5753	729,948
5,7383	8	-727,918	502,4713	5,824982	10,20119	101,4701	736,1985
0,7176	-40	-947,576	439,7918	4,971785	10,92212		

Com recurso a uma tabela do livro ASHRAE 2005 Fundamentals foram retirados o valor da pressão correspondente à temperatura de saturação de 40° C, e os valores da entropia e da entalpia na zona de saturação correspondente a 0% de título de vapor e os valores dessas propriedades nessa mesma zona com 100% de título de vapor. Foi necessário a seguir corrigir esses valores devido a haver desfasamento entre os dados da tabela de saturação do livro ASHRAE 2005 Fundamentals e o site da MegaWatSoft.

A determinação das propriedades termodinâmicas para o ponto 5 (descarga do compressor do ciclo de um só andar ou do compressor principal no ciclo de *flash gas removal*) e para o ponto 4 (relativo à descarga proveniente da aspiração a cada pressão intermédia) trouxe dificuldades acrescidas devido às tabelas que existem em alguns livros terem só valores perto da curva de saturação e necessitarmos de valores em zonas mais afastadas da mesma.

A entalpia apresenta boa linearidade com a temperatura, facto devido a $h = u + Pv$ e de u ser função da temperatura e do calor específico a volume constante, e do produto da pressão e com o volume específico terem razão de proporcionalidade com a temperatura para um gás perfeito. Porém o fluido não é um gás perfeito e há que contar com a evolução de certos parâmetros e a possibilidade da ocorrência de certos desvios.

Os únicos valores conhecidos são a pressão de condensação e as várias pressões intermédias.

Foram determinadas a partir do site da MegaWatSoft as entalpias, temperaturas, calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante das linhas isentrópicas para as pressões de 10 bar e 6,43 bar (como o objectivo é o de saber as características termodinâmicas para a pressão de 15,55 bar, fomos determinar a pressão $[10 / 15,55]$ bar). Depois foi determinado o ponto médio entre a temperatura de saturação e a temperatura do vapor sobreaquecido à pressão de 6,43 bar comprimida a partir de cada pressão intermédia e para cada temperatura foi determinada a entalpia e respectivos calores específicos.

Precisamos calcular as temperaturas a que as isentrópicas que partem das pressões intermédias atingem a pressão de condensação. Sabemos as temperaturas das transformações à pressão de 10 bar, vamos calcular a temperatura a 15,55 bar.

$$T_{15,55} = \left(\frac{15,55}{10} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times T_{10}$$

Existe também o problema de γ variar ao longo da transformação, como sabemos $\gamma = cp/cv$ e tanto o numerador como o denominador desta fracção variam ao longo da transformação isentrópica.

A tabela seguinte mostra a variação de cp, cv e γ da transformação isentrópica que parte de -40°C :

Tabela 3.2 – Variação de γ em iguais acréscimos de pressão (R-717).

<i>P</i>	2,5	ΔP_1	5	ΔP_2	7,5	ΔP_3	10
<i>cp</i>	2,287915	0,064008	2,351923	0,058748	2,410671	0,050112	2,460783
<i>cv</i>	1,730868	0,064679	1,795546	0,054729	1,850276	0,045354	1,89563
γ	1,321831	-0,01197	1,309865	-0,00699	1,302871	-0,00474	1,298135

A variação de γ para iguais acréscimos de pressão não nos dá informação fácil de utilizar na previsão do seu valor fora do intervalo de leituras.

Tabela 3.3 – Variação de γ ao duplicar a razão de pressões (R-717).

<i>P</i>	2,5	ΔP_1	5	ΔP_2	10
<i>cp</i>	2,287915	0,064008	2,351923	0,10886	2,460783
<i>cv</i>	1,730868	0,064679	1,795546	0,100083	1,89563
γ	1,321831	-0,01197	1,309865	-0,01173	1,298135

Ao duplicar a pressão de 2,5 para 5 bar e depois de 5 para 10 bar, a segunda variação tem 98% do valor da primeira variação. O valor de γ_{10} é o resultado da soma de γ_5 com $\Delta 2$. O quociente entre γ_{10} e a soma de γ_5 com $\Delta 1$ tem o resultado de 0,999818. Isto quer dizer que o valor de γ_{10} é de 99,9818% o valor calculado por estimativa.

A razão inversa de pressões é (10/15,55) e a partir dos valores de $cp_{6,43}$ e de $cv_{6,43}$ obtemos os valores de $\gamma_{6,43}$. Com base na variação de $\gamma_{6,43}$ para γ_{10} e somando essa variação a γ_{10} vamos tomar $\gamma_{15,55}$ por esse valor. Contudo deverá ser considerado um valor de γ para a pressão de 10 ou 15,55 bar? Foi considerada a média aritmética destes dois valores, pois as transformações começam com γ_{10} e terminam com $\gamma_{15,55}$.

Uma vez calculada a temperatura do gás na descarga do compressor, é feita a extrapolação a partir de 3 pontos através da temperatura e entalpia, para calcular a entalpia de um quarto ponto através da sua temperatura.

Os valores das variáveis introduzidos nas tabelas em Excel a partir do site MegaWatSoft têm aproximação à casa decimal conforme a tabela 3.4:

Tabela 3.4 – Casas decimais das variáveis

<i>Parâmetro</i>	<i>Dimensão</i>	<i>Casas decimais</i>
<i>P</i>	[<i>bar</i>]	10
<i>t</i>	[<i>°C</i>]	4
<i>h</i>	[k]/kg]	10
<i>s</i>	[k]/kgK]	10
<i>cp</i>	[k]/kgK]	10
<i>cv</i>	[k]/kgK]	10

Os valores são utilizados sem arredondamento a partir dumas células para as outras de modo a manter o mais exacto os resultados. Contudo neste documento em Word esses valores são apresentados com arredondamentos, mas nas operações matemáticas utilizadas são os valores presentes nas células do Excel.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Tabela 3.5 – Determinação de t e h para $P = 15,55 \text{ bar}$ (R-717)

t_{sat}	$cp_{6,43}$	$cv_{6,43}$	$\gamma_{6,43}$	cp_{10}	cv_{10}	γ_{10}	$\gamma_{15,55}$	γ	h_f	$t + \Delta t$	$h_{(h_t+\Delta t)}$	$h_{6,43}$	h_{10}	$t_{15,55}$	$h_{15,55}$
-40	2,38669	1,82819	1,30549	2,46078	1,89563	1,29813	1,29128	1,29471	439,792	20	563,742	110,96	149,43	-41,16	941,464
-20	2,45637	1,83090	1,34162	2,49367	1,86575	1,33655	1,33166	1,33410	469,214	20	551,731	60,45	95,09	-82,78	797,568
-19	2,46426	1,83416	1,34354	2,49900	1,86688	1,33859	1,33382	1,33621	470,573	20	551,001	58,38	92,84	-84,53	791,594
-18	2,47262	1,83773	1,34548	2,50472	1,86828	1,34066	1,33599	1,33832	471,922	19	548,201	56,35	90,63	-86,25	785,713
-17	2,48146	1,84162	1,34743	2,51082	1,86993	1,34274	1,33818	1,34046	473,258	19	547,448	54,37	88,46	-87,94	779,932
-16	2,49077	1,84584	1,34940	2,51733	1,87186	1,34483	1,34039	1,34261	474,583	18	544,627	52,41	86,33	-89,61	774,239
-15	2,50058	1,85038	1,35139	2,52424	1,87405	1,34694	1,34261	1,34478	475,896	18	543,851	50,50	84,24	-91,26	768,644
-14	2,51088	1,85525	1,35339	2,53155	1,87651	1,34907	1,34485	1,34696	477,197	17	541,010	48,62	82,18	-92,88	763,126
-13	2,52168	1,86045	1,35542	2,53928	1,87925	1,35122	1,34711	1,34916	478,486	17	540,210	46,78	80,16	-94,48	757,711
-12	2,53300	1,86598	1,35746	2,54743	1,88226	1,35339	1,34939	1,35139	479,762	16	537,348	44,97	78,17	-96,05	752,365
-11	2,54483	1,87185	1,35953	2,55600	1,88555	1,35557	1,35168	1,35363	481,026	16	536,525	43,19	76,22	-97,60	747,113
-10	2,55719	1,87806	1,36161	2,56500	1,88911	1,35778	1,35399	1,35589	482,278	16	535,690	41,45	74,31	-99,13	741,941
-9	2,57008	1,88461	1,36372	2,57444	1,89296	1,36001	1,35633	1,35817	483,516	15	532,797	39,74	72,42	-100,64	736,842
-8	2,58351	1,89150	1,36585	2,58432	1,89709	1,36226	1,35868	1,36047	484,742	15	531,940	38,06	70,57	-102,12	731,828
-7	2,59748	1,89873	1,36801	2,59465	1,90150	1,36453	1,36106	1,36279	485,955	15	531,070	36,42	68,75	-103,59	726,889
-6	2,61200	1,90631	1,37019	2,60544	1,90620	1,36682	1,36345	1,36514	487,154	14	528,147	34,80	66,97	-105,03	722,018
-5	2,62709	1,91423	1,37240	2,61668	1,91119	1,36914	1,36587	1,36750	488,340	14	527,255	33,22	65,21	-106,46	717,227
-4	2,64274	1,92251	1,37463	2,62839	1,91646	1,37148	1,36831	1,36989	489,513	14	526,352	31,66	63,49	-107,86	712,507
-3	2,65897	1,93113	1,37690	2,64057	1,92203	1,37385	1,37077	1,37231	490,672	14	525,436	30,14	61,80	-109,25	707,858
-2	2,67578	1,94011	1,37919	2,65324	1,92789	1,37624	1,37326	1,37475	491,817	13	522,473	28,65	60,13	-110,62	703,268
-1	2,69317	1,94944	1,38151	2,66638	1,93404	1,37866	1,37577	1,37721	492,949	13	521,536	27,18	58,50	-111,97	698,752
0	2,71116	1,95913	1,38386	2,68002	1,94049	1,38111	1,37830	1,37970	494,066	13	520,587	25,74	56,89	-113,30	694,303
1	2,72976	1,96917	1,38625	2,69415	1,94723	1,38358	1,38086	1,38222	495,168	13	519,627	24,33	55,32	-114,62	689,917
2	2,74895	1,97957	1,38866	2,70879	1,95427	1,38609	1,38345	1,38477	496,256	12	516,624	22,95	53,77	-115,92	685,583
3	2,76877	1,99032	1,39112	2,72394	1,96161	1,38862	1,38606	1,38734	497,330	12	515,642	21,59	52,24	-117,20	681,317
4	2,78921	2,00144	1,39360	2,73961	1,96925	1,39119	1,38870	1,38994	498,389	12	514,650	20,26	50,75	-118,47	677,117
5	2,81028	2,01291	1,39613	2,75580	1,97720	1,39379	1,39137	1,39258	499,432	12	513,645	18,95	49,28	-119,72	672,973
6	2,83198	2,02473	1,39869	2,77251	1,98544	1,39642	1,39406	1,39524	500,461	12	512,630	17,67	47,84	-120,96	668,882
7	2,85432	2,03692	1,40129	2,78977	1,99399	1,39909	1,39679	1,39794	501,474	12	511,603	16,41	46,42	-122,18	664,852
8	2,87732	2,04947	1,40393	2,80757	2,00285	1,40179	1,39955	1,40067	502,471	12	510,565	15,18	45,03	-123,39	660,871

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

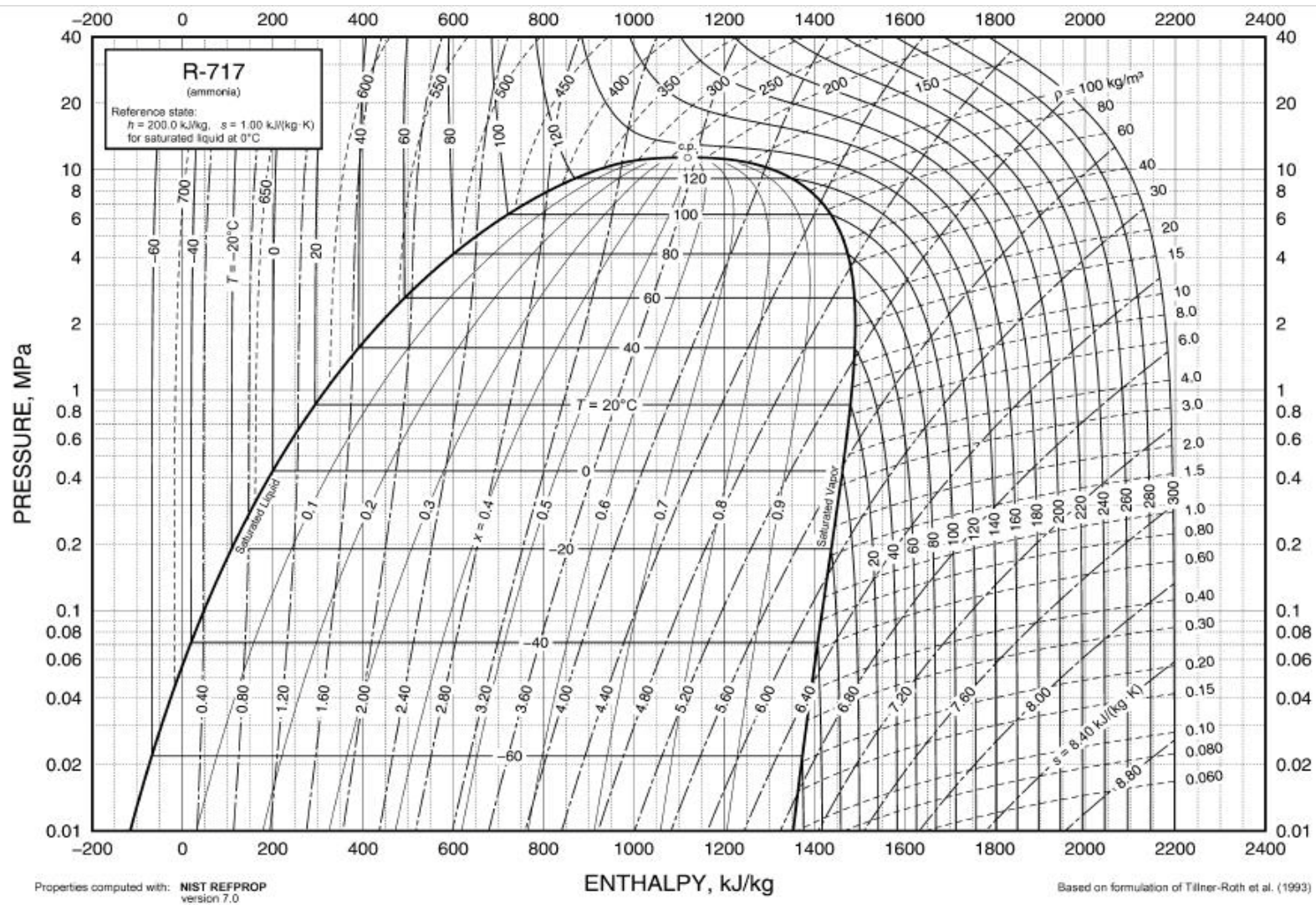


Figura 3.2 – Âbaco do R-717 da ASHRAE.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Tabela 3.6 – Tabela completa dos parâmetros termodinâmicos (R-717).

P	t_{sat}	h_f	h_g	s_f	s_g	$t_{(int)}$	$h_{(int)}$	$t_{(15,55)}$	$h_{(15,55)}$	$h_{(ASHRAE)}$
15,55	40	-574,39	523,15	6,337	9,84			194,0974	941,4644	1908,314
1,9018	-20	-857,158	469,2136	5,343103	10,58276	18,89843	561,4522	138,134	797,5677	1764,418
1,9877	-19	-852,601	470,5733	5,361015	10,56749	21,87544	567,6426	135,8376	791,5943	1758,444
2,0767	-18	-848,041	471,9216	5,37887	10,55235	24,85319	573,841	133,5833	785,713	1752,563
2,1688	-17	-843,477	473,2582	5,396668	10,53735	27,83079	580,0459	131,3706	779,9323	1746,782
2,2641	-16	-838,909	474,5831	5,41441	10,52249	30,8077	586,2562	129,1988	774,2387	1741,089
2,3627	-15	-834,338	475,8961	5,432096	10,50777	33,7842	592,473	127,07	768,6441	1735,494
2,4647	-14	-829,762	477,197	5,449727	10,49317	36,7596	598,6949	124,98	763,1256	1729,976
2,5702	-13	-825,182	478,4858	5,467304	10,47871	39,7337	604,9217	122,92	757,7105	1724,561
2,6792	-12	-820,598	479,7622	5,484827	10,46437	42,7063	611,1532	120,91	752,3646	1719,215
2,7919	-11	-816,01	481,0262	5,502298	10,45016	45,6771	617,389	118,93	747,1126	1713,963
2,9082	-10	-811,417	482,2776	5,519715	10,43608	48,6456	623,6283	116,99	741,9409	1708,791
3,0284	-9	-806,82	483,5162	5,537081	10,42211	51,6119	629,8714	115,09	736,8418	1703,692
3,1524	-8	-802,219	484,742	5,554396	10,40826	54,5758	636,1178	113,22	731,8277	1698,678
3,2804	-7	-797,613	485,9547	5,57166	10,39453	57,5366	642,3665	111,39	726,8892	1693,739
3,4125	-6	-793,002	487,1543	5,588875	10,38091	60,4948	648,6179	109,60	722,0185	1688,868
3,5487	-5	-788,387	488,3404	5,60604	10,36741	63,4491	654,8713	107,84	717,2272	1684,077
3,6891	-4	-783,767	489,5131	5,623156	10,35402	66,4	661,1259	106,11	712,5069	1679,357
3,8339	-3	-779,142	490,6721	5,640224	10,34073	69,3473	667,3823	104,41	707,8581	1674,708
3,9831	-2	-774,512	491,8173	5,657245	10,32755	72,2904	673,6391	102,75	703,268	1670,118
4,1368	-1	-769,877	492,9485	5,674219	10,31448	75,23	679,8977	101,13	698,7522	1665,602
4,2950	0	-765,237	494,0655	5,691147	10,3015	78,1648	686,1556	99,53	694,3032	1661,153
4,4580	1	-760,591	495,1683	5,70803	10,28863	81,0953	692,4138	97,96	689,9171	1656,767
4,6258	2	-755,94	496,2565	5,724867	10,27586	84,0213	698,6723	96,43	685,583	1652,433
4,7984	3	-751,284	497,33	5,74166	10,26318	86,9423	704,9298	94,93	681,3173	1648,167
4,9761	4	-746,623	498,3887	5,758409	10,2506	89,8583	711,186	93,46	677,1175	1643,967
5,1588	5	-741,955	499,4324	5,775116	10,23811	92,7693	717,4417	92,01	672,9734	1639,823
5,3467	6	-737,282	500,4608	5,791779	10,22571	95,675	723,6958	90,60	668,882	1635,732
5,5398	7	-732,603	501,4739	5,808401	10,21341	98,5753	729,948	89,21	664,8522	1631,702
5,7383	8	-727,918	502,4713	5,824982	10,20119	101,4701	736,1985	87,86	660,8713	1627,721
0,7176	-40	-947,576	439,7918	4,971785	10,92212					

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Relativamente ao refrigerante R-744, presente no andar de baixas temperaturas do ciclo em cascata, todas as características termodinâmicas são retiradas directamente do site.

Tabela 3.7 – Tabela completa dos parâmetros termodinâmicos (R-744).

t_{sat}	P	h_f	h_g	s_f	s_g	t	h
-40	10,0447	-393,685	-71,729	-2,07252	-0,69172		
-20	19,6951	-352,215	-70,179	-1,90564	-0,79164	2,125	-43,8303
-19	20,3092	-350,059	-70,261	-1,89738	-0,79657	4,210	-42,4576
-18	20,9371	-347,893	-70,361	-1,88911	-0,80150	6,291	-41,0871
-17	21,5791	-345,717	-70,480	-1,88085	-0,80644	8,369	-39,7189
-16	22,2354	-343,53	-70,619	-1,87258	-0,81139	10,445	-38,3528
-15	22,9062	-341,332	-70,777	-1,86431	-0,81635	12,518	-36,9889
-14	23,5917	-339,123	-70,956	-1,85603	-0,82133	14,587	-35,6271
-13	24,2921	-336,902	-71,155	-1,84775	-0,82633	16,654	-34,2676
-12	25,0076	-334,67	-71,377	-1,83946	-0,83135	18,718	-32,9102
-11	25,7383	-332,424	-71,621	-1,83116	-0,83639	20,779	-31,5549
-10	26,4846	-330,165	-71,888	-1,82285	-0,84146	22,836	-30,2018
-9	27,2466	-327,893	-72,179	-1,81452	-0,84656	24,891	-28,8507
-8	28,0246	-325,607	-72,496	-1,80618	-0,85168	26,942	-27,5017
-7	28,8187	-323,306	-72,838	-1,79783	-0,85685	28,991	-26,1548
-6	29,6292	-320,989	-73,206	-1,78946	-0,86205	31,037	-24,8099

3.2 Determinação analítica do índice de desempenho

Foram simuladas através de ficheiros em excel as evoluções termodinâmicas e a quantificação dos respectivos parâmetros através de um regime de temperaturas de saturação de -40°C na evaporação do fluido refrigerante e de 40°C na sua condensação. Foi considerada uma carga térmica de 1kW a retirar do tubular do evaporador pelo fluido.

O refrigerante escolhido foi o R-717 para os sistemas directos e o R-717 no andar de temperaturas mais elevadas e o R-744 no andar de mais baixas temperaturas para o sistema em cascata, devido a serem refrigerantes naturais e terem bom desempenho no ciclo.

Com base nessa simulação e para as temperaturas intermédias ideais vamos determinar os coeficientes de desempenho em compressões secas e húmidas, para cada processo.

As tabelas completas estão presentes no capítulo 4 e a dedução dos COP's aqui feita serve para exemplificar o cálculo termodinâmico e para confirmar resultados.

3.2.1 Compressão seca

3.2.1.1 Ciclo de andar de compressão único

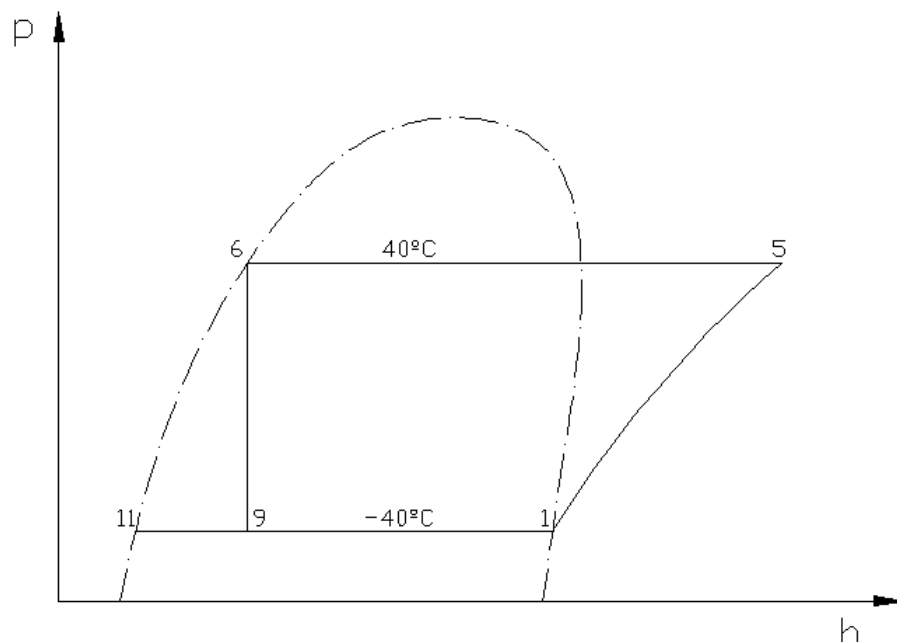


Figura 3.3 – Ciclo de compressão seca de andar único.

A compressão de 1 para 5 é isentrópica, logo o ponto 5 e o ponto 1 têm o mesmo valor de entropia.

$$s_1 = s_5 = 10,922123 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_1 = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 941,4644 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_9 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

Efeito refrigerante

$$q_{er} = (h_1 - h_9) = 1014,1818 \text{ kJ/kg}$$

Para a potência frigorífica de 1 kW

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_9)} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1014,1818 \text{ kJ/kg}} = 0,000986 \text{ kg/s}$$

A potência de compressão é o produto do caudal pela diferença de entalpia.

Para calcular a potência de compressão

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_5 - h_1) = 0,000986 \times (941,4644 - 439,7918) = 0,494657 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência de compressão necessária. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,494657 \text{ kW}} = 2,0216$$

Tabela 3.8 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de andar único.

	P	t	s	h	X	\dot{m}
1	0,7176	-40	10,92212	439,7918	100	0,000986
5	15,55	40	10,92212	941,4644	NA	0,000986
6	15,55	40	6,33700	-574,39	0	0,000986
9	0,7176	-40	6,57236	-574,39	26,9	0,000986
11	0,7176	-40	4,97178	-947,5758	0	0,000721

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

Este caudal corresponde à parte líquida da mistura no ponto 9, ou seja (1-X), sendo X a fracção correspondente à parte de vapor.

O compressor aspira esse caudal depois de vaporizado e mais o que vaporizou durante a queda de pressão.

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_e}{(1 - X)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{(1 - 0,269)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{0,731} = 0,000986 \text{ kg/s}$$

O caudal aspirado pelo compressor tem o mesmo valor e as mesmas condições independentemente do sistema ser de expansão directa ou sistema de evaporador inundado.

A nível termodinâmico, no desempenho dum sistema, este ser de expansão directa ou sistema inundado não tem influência no resultado. Porém a nível físico e nomeadamente de trocas de calor com a superfície do tubular haverá diferença, contudo não é matéria objecto deste estudo.

3.2.1.2 Intercooling

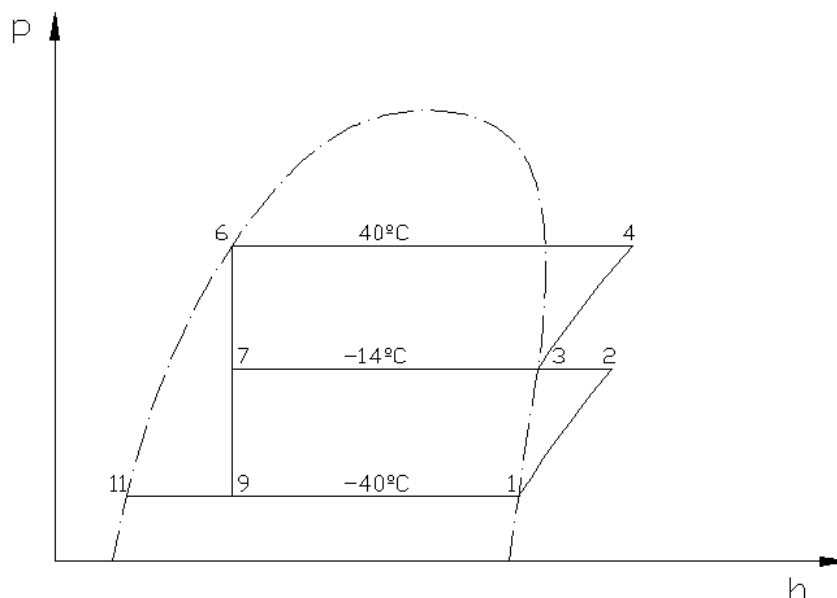


Figura 3.4 – Ciclo de compressão seca em dois andares com arrefecimento intermédio.

Para o processo de arrefecimento intermédio em compressão seca, a pressão intermédia óptima tem temperatura de saturação de -14°C.

As compressões de 1 para 2 e de 3 para 4 são isentrópicas o que significa que no ponto 2 a entropia tem o mesmo valor do ponto 1 e no ponto 4 tem o mesmo valor do ponto 3.

$$s_1 = s_2 = 10,922123 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$s_3 = s_4 = 10,493174 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_1 = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 598,6949 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 477,197 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 763,1256 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = h_6 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

Para calcular a massa de refrigerante a circular no evaporador, vai ser considerado também o sistema como de expansão directa:

O caudal a circular no evaporador e aspirado pelo compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_9)} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(439,7918 + 574,39) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1014,1818 \text{ kJ/kg}} = 0,000986 \text{ kg/s}$$

O caudal a circular no compressor do andar mais elevado e no condensador é:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_1(h_1 - h_9)}{(h_3 - h_6)} = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_9)}{(h_3 - h_6)}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,000986 \times (598,6949 + 574,39) \text{ kJ/s}}{(477,197 + 574,39) \text{ kJ/kg}} = 0,0011 \text{ kg/s}$$

No sistema de evaporador inundado o efeito refrigerante $(h_1 - h_{11})$ e tem o valor $q_{er} = 1387,3677 \text{ kJ/kg}$

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

O caudal que circula no evaporador de sistema inundado corresponde à parte líquida da mistura no ponto 9, ou seja $(1-X)$, sendo X a fracção correspondente à parte de vapor.

O compressor aspira o caudal líquido $(1-X)$ que evapora no permutador e aspira igualmente o caudal X que evaporou durante a queda de pressão.

O título de vapor no ponto 9 tem o valor de 26,9%, assim o caudal de refrigerante aspirado pelo compressor principal é:

$$\dot{m}_{c1} = \frac{\dot{m}_{evap}}{(1 - X_1)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{(1 - 0,269)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{0,731} = 0,000986 \text{ kg/s}$$

O caudal aspirado pelo compressor do andar mais baixo não se altera devido ao sistema ser de expansão directa ou de evaporador inundado.

A potência fornecida ao compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 0,000986 \times (598,6949 - 439,7918) = 0,15668 \text{ kW}$$

A potência fornecida ao compressor do andar mais elevado é:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_4 - h_3) = 0,0011 \times (763,1256 - 477,197) = 0,314504 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência de compressão necessária. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,156681 + 0,314504) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,471185 \text{ kW}} = 2,122309$$

Tabela 3.9 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de arrefecimento intermédio.

	P	t	s	h	X	\dot{m}
1	0,717615	-40	10,92212	439,7918	100	0,000986
2	2,464735	36,8	10,92212	598,6949	NA	0,000986
3	2,464735	-14	10,49317	477,197	100	0,0011
4	15,55	125	10,49317	763,1256	NA	0,0011
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,0011
7	2,464735	-14	6,43519	-574,39	19,54	0,0011
9	0,717615	-40	6,57236	-574,39	26,9	0,000986
11	0,717615	-40	4,97178	-947,5758	0	0,000721

3.2.1.3 *Flash gas removal* (expansão)

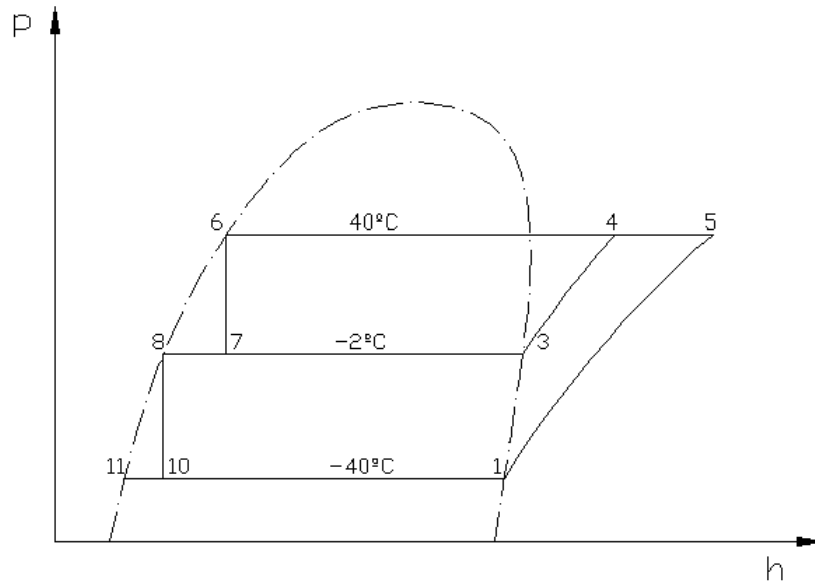


Figura 3.5 – Ciclo de compressão seca em dois andares com *flash gás* (expansão).

Para o processo de *flash gas removal*, a pressão intermédia óptima tem temperatura de saturação de - 2°C.

A entropia no ponto 5 tem o mesmo valor do ponto 1 e a do ponto 4 a mesma do ponto 3.

$$s_1 = s_5 = 10,922123 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$s_3 = s_4 = 10,327551 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_1 = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 491,8173 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 703,268 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 941,4644 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_7 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_{10} = -774,5117 \text{ kJ/kg}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

O caudal a circular no evaporador e aspirado pelo compressor principal é:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{10})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(439,7918 + 774,5117) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1214,3035 \text{ kJ/kg}} = 0,000824 \text{ kg/s}$$

O caudal comprimido pelo compressor auxiliar, é determinado fazendo o balanço de massa e energia no ponto 7:

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)h_6 - \dot{m}_2h_3 - \dot{m}_1h_8 = 0$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1(h_6 - h_8)}{(h_3 - h_6)}$$

$$\dot{m}_2 \frac{0,000824 \times (-574,39 + 774,5117) \text{ kJ/s}}{(491,8173 + 574,39) \text{ kJ/kg}} = 0,000155 \text{ kg/s}$$

No sistema de evaporador inundado o efeito refrigerante $(h_1 - h_{11})$ e tem o valor $q_{er} = 1387,3677 \text{ kJ/kg}$

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

Este caudal corresponde à parte líquida da mistura no ponto 10, ou seja $(1-X)$, sendo X a fracção correspondente à parte de vapor.

O compressor aspira o caudal $(1-X)$ de líquido que evapora no permutador e aspira igualmente o caudal X que evaporou durante a queda de pressão.

O título de vapor no ponto 10 é 12,5%, assim o caudal de refrigerante aspirado pelo compressor principal é:

$$\dot{m}_{c1} = \frac{\dot{m}_{evap}}{(1 - X_1)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{(1 - 0,125)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{0,875} = 0,000824 \text{ kg/s}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

O caudal aspirado pelo compressor do andar mais baixo não se altera devido ao sistema ser de expansão directa ou de evaporador inundado.

A potência fornecida ao compressor principal é:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_5 - h_1)$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,000824 \times (941,4644 - 439,7918) = 0,413136 \text{ kW}$$

A potência fornecida ao compressor auxiliar é:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{in2} = 0,000155 \times (703,268 - 491,8173) = 0,032684 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência de compressão necessária. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,413136 + 0,032684) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,44582 \text{ kW}} = 2,243058$$

Tabela 3.10 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de *flash gás* (expansão).

	<i>P</i>	<i>t</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>X</i>	<i>m</i>
1	0,717615	-40	10,92212	439,7918	100	0,000824
5	15,55	194,1	10,92212	941,4644	NA	0,000824
3	3,983075	-2	10,32755	491,8173	100	0,000155
4	15,55	102,8	10,32755	703,268	NA	0,000155
4/5	15,55			903,8215	NA	0,000978
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,000978
7	3,983075	-2	6,39531	-574,39	15,8	0,000978
8	3,983075	-2	5,65725	-774,512	0	0,000824
10	0,717615	-40	5,71405	-774,512	12,5	0,000824
11	0,717615	-40	4,97178	-947,576	0	0,000721

3.2.1.4 Dois andares com injeção total

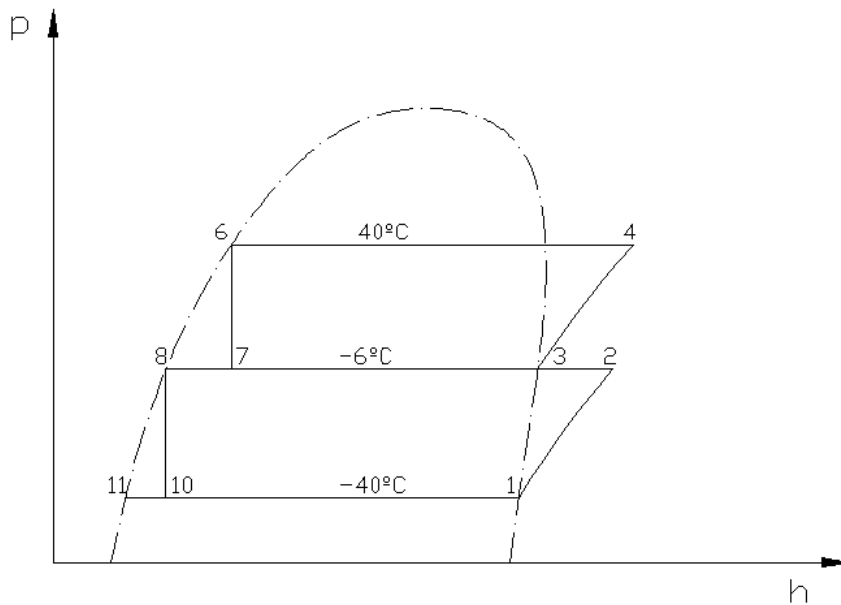


Figura 3.6 – Ciclo de compressão seca em dois andares com injeção total.

Utilizando o sistema de compressão em dois andares com injeção total, são utilizados os dois processos em simultâneo (*flash gas removal e intercooling*), e a pressão intermédia óptima para este caso tem temperatura de saturação de -6°C . A entropia no ponto 2 tem o mesmo valor do ponto 1 e no ponto 4 o mesmo valor do ponto 3.

As compressões de 1 para 2 e de 3 para 4 são isentrópicas, então o valor das entalpias nesses pontos são:

$$s_1 = s_2 = 10,922123 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$s_3 = s_4 = 10,380914 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_1 = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 648,6179 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 487,1543 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 722,0185 \text{ kJ/kg}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Para calcular a massa de refrigerante a circular no evaporador, é novamente considerado o sistema como de expansão directa. As expansões do ponto 6 para o ponto 7 e do ponto 8 para o ponto 10 são isentálpicas:

$$h_6 = h_7 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_{10} = -739,002 \text{ kJ/kg}$$

O caudal a circular no evaporador e aspirado pelo compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{10})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(439,7918 + 793,002) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1232,7938 \text{ kJ/kg}} = 0,000811 \text{ kg/s}$$

O caudal comprimido pelo compressor do andar mais elevado é calculado a partir do balanço de massa e energia no tanque intermédio:

$$\dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_1 h_2 - \dot{m}_2 h_3 - \dot{m}_1 h_8 = 0$$

$$\dot{m}_2 (h_7 - h_3) - \dot{m}_1 (h_8 - h_2) = 0$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 (h_8 - h_2)}{(h_7 - h_3)} = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_8)}{(h_3 - h_7)}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,000811 \times (648,6179 + 739,002) \text{ kJ/s}}{(487,1543 + 574,39) \text{ kJ/kg}} = 0,001102 \text{ kg/s}$$

No sistema de evaporador inundado o efeito refrigerante $(h_1 - h_{11})$ e tem o valor $q_{er} = 1387,3677 \text{ kJ/kg}$

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

Este caudal corresponde à parte líquida da mistura no ponto 10, ou seja $(1-X)$, sendo X a fracção correspondente à parte de vapor.

O compressor aspira o caudal $(1-X)$ de líquido que evapora no permutador e aspira igualmente o caudal X que evaporou durante a queda de pressão.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

O título de vapor no ponto 10 é 11,1%, assim o caudal de refrigerante aspirado pelo compressor principal será:

$$\dot{m}_{c1} = \frac{\dot{m}_{evap}}{(1 - X_1)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{(1 - 0,111)} = \frac{0,000721 \text{ kg/s}}{0,889} = 0,000811 \text{ kg/s}$$

O caudal aspirado pelo compressor do andar mais baixo não se altera devido ao sistema ser de expansão directa ou inundado.

A potência fornecida ao compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,000811 \times (648,6179 - 439,7918) = 0,169393 \text{ kW}$$

A potência fornecida ao compressor do andar mais elevado é:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{in2} = 0,001102 \times (722,0185 - 487,1543) = 0,258725 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência de compressão necessária. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,169393 + 0,258725) \text{ kW}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,169393 + 0,258725) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,428118 \text{ kW}} = 2,335805$$

Tabela 3.11 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo de injeção total.

	<i>P</i>	<i>t</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>X</i>	<i>m</i>
1	0,717615	-40	10,92212	439,792	100	0,000811
2	3,412485	60,5	10,92212	648,618	NA	0,000811
3	3,412485	-6	10,38091	487,154	100	0,001102
4	15,55	109,6	10,38091	722,019	NA	0,001102
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001102
7	3,412485	-6	6,40721	-574,39	17,08	0,001102
8	3,412485	-6	5,58887	-739,002	0	0,000811
10	0,717615	-40	6,57236	-739,002	11,14	0,000811
11	0,717615	-40	4,97178	-947,576	0	0,000721

3.2.1.5 Ciclo em cascata

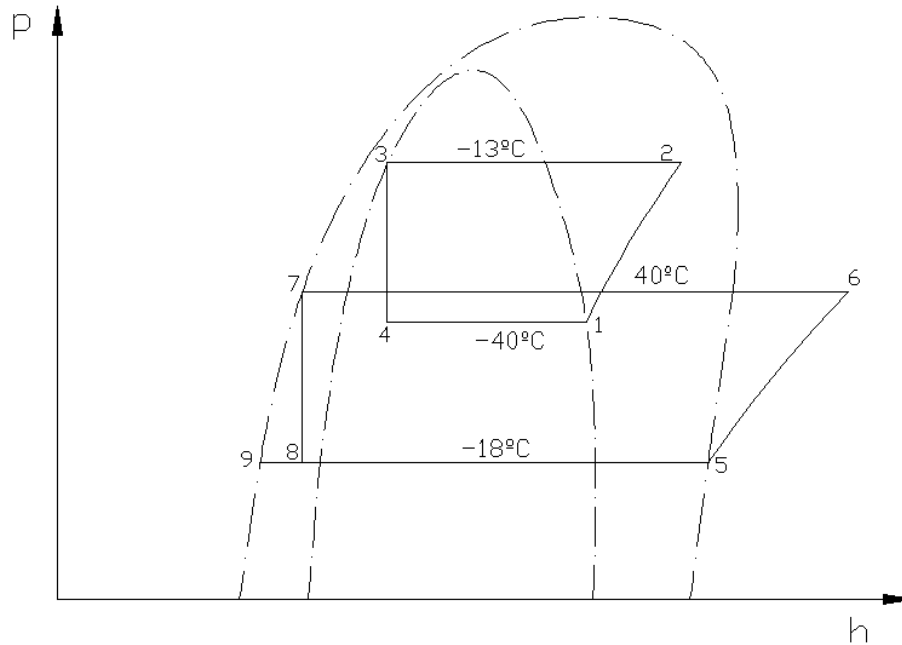


Figura 3.7 – Ciclo em cascata.

Para o ciclo em cascata temos pressões intermédias óptimas com temperaturas de saturação de -13°C e -18°C respectivamente de saturação de condensação do R-744 e de evaporação do R-717.

Nesta situação vamos partir do ciclo do andar mais baixo, quantificamos o calor libertado no condensador e continuamos no andar seguinte.

A compressão de 1 para 2 é isentrópica, logo

$$s_1 = s_2 = -0,69172 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_1 = -71,7289 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = -34,2676 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = -336,9024 \text{ kJ/kg}$$

A compressão de 5 para 6 também é isentrópica:

$$s_5 = s_6 = 10,55235 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

$$h_5 = 471,9216 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 785,713 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_8 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

O caudal a circular no evaporador e comprimido pelo compressor do andar de temperaturas mais baixas será:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref1}}{q_{er1}} = \frac{\dot{Q}_{ref1}}{(h_1 - h_4)} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(-71,7289 + 336,9024) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{265,1735 \text{ kJ/kg}} = 0,003771 \text{ kg/s}$$

Este caudal é aspirado pelo compressor do andar de temperaturas mais baixas devido ao R-744 arrefecer o evaporador por sistema de expansão directa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{c1} = \dot{m}_{evap1} = 0,003771 \text{ kg/s}$$

A potência de compressão é o produto do caudal pela diferença de entalpia.

Para calcular a potência de compressão:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,003771 \times (-34,2676 + 71,7289) = 0,141271 \text{ kW}$$

O calor rejeitado no condensador é a soma do calor absorvido no evaporador com o trabalho de compressão. Também devido ao rendimento do permutador que serve de condensador para o R-744 e de evaporador para o R-717 ser de 100%, este será o calor absorvido no evaporador do R-717.

O evaporador do circuito do refrigerante R-717 é de sistema inundado, logo o efeito refrigerante é o calor latente do fluído à temperatura intermédia.

O valor de h_9 é o da entalpia de líquido saturado à pressão intermédia.

$$h_9 = -848,0413 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{ref2}}{q_{er2}} = \frac{\dot{Q}_{ref2}}{(h_5 - h_9)} = \frac{1,141571 \text{ kJ/s}}{(471,9216 + 848,0413) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{1,141571 \text{ kJ/s}}{1319,963 \text{ kJ/kg}} = 0,000865 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{evap2} = 0,000865 \text{ kg/s}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Este caudal corresponde à parte líquida da mistura no ponto 8, ou seja (1-X), sendo X a fracção correspondente à parte de vapor.

O compressor aspira igualmente esse caudal depois de vaporizado e o que vaporizou durante a queda de pressão.

Como o título de vapor no ponto 8 é 20,73%, o caudal de refrigerante aspirado pelo compressor principal é:

$$\dot{m}_{c2} = \frac{\dot{m}_{evap2}}{(1 - X_2)} = \frac{0,000865 \text{ kg/s}}{(1 - 0,2073)} = \frac{0,000865 \text{ kg/s}}{0,7927} = 0,001091 \text{ kg/s}$$

A potência de compressão é o produto do caudal pela diferença de entalpia.

Para calcular a potência de compressão do 1º andar

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_{c2}(h_6 - h_5) = 0,001091 \times (785,713 - 471,9216) = 0,34227 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência de compressão utilizada no ciclo. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref1}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,14157 + 0,34227) \text{ kW}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{0,48384 \text{ kW}} = 2,068$$

Este foi o valor igualmente obtido nas tabelas feitas em excel nas quais foram determinados os coeficientes de desempenho a diferentes temperaturas de saturação intermédias.

Tabela 3.12 – Estados termodinâmicos para compressão seca do ciclo em cascata.

	<i>P</i>	<i>t</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>X</i>	<i>m</i>
1	10,044726	-40	-0,69172	-71,7289	100	0,003771
2	24,292087	16,7	-0,69172	-34,2676	NA	0,003771
3	24,292087	-13	-1,84775	-336,9024	0	0,003771
4	10,044726	-40	-1,82899	-336,9024	17,64	0,003771
5	2,076658	-18	10,55235	471,9216	100	0,001091
6	15,55	133,6	10,55235	785,713	NA	0,001091
7	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001091
8	2,076658	-18	6,45142	-574,39	20,73	0,001091
9	2,076658	-18	5,37887	-848,0413	0	0,000865

3.2.2 Compressão húmida

3.2.2.1 Ciclo de compressão de andar único

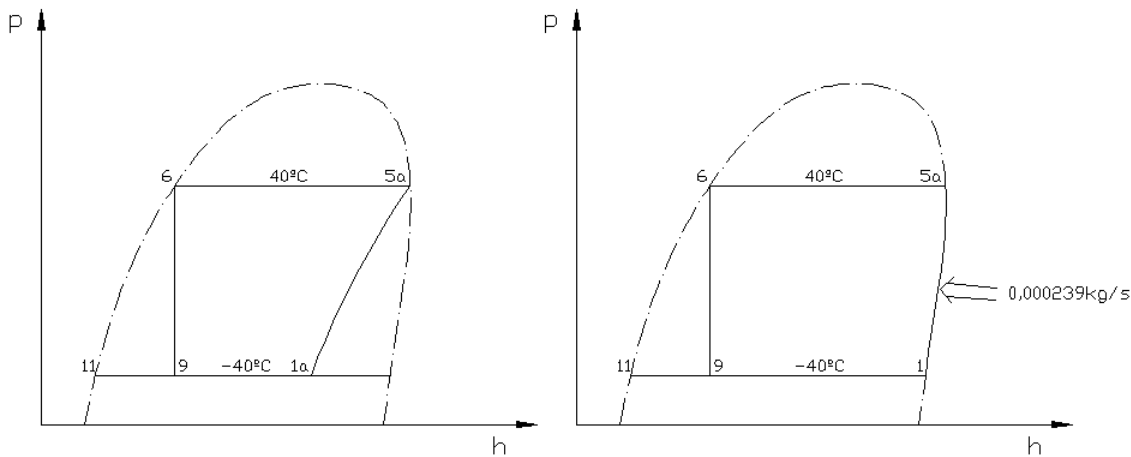


Figura 3.8 – Ciclo de compressão húmida de andar único.

A compressão de 1a para 5a é isentrópica, logo o ponto 5a e o ponto 1a têm o mesmo valor de entropia.

$$s_{1a} = s_{5a} = 9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$$

Para se obter o valor da entalpia no ponto 1a é necessário o valor do título de vapor nesse ponto, que é calculado a partir do valor da entropia em 1a e das respectivas entropias de saturação. Assim:

$$X_{1a} = \frac{s_{1a} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{(9,84 - 4,97178) \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})}{(10,92212 - 4,97178) \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})} = 0,8181$$

$$h_f = -947,5758 \text{ kJ/kg} ; h_g = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1a} = h_f + (h_g - h_f)X_{1a}$$

$$h_{1a} = -947,5758 + (439,7918 + 947,5758) \times 0,8181$$

$$h_{1a} = 187,4864 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{5a} = 523,15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_9 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

O caudal necessário para uma potência frigorífica de 1 kW com o efeito refrigerante $q_{er} = (h_{1a} - h_9) = 761,8764 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_{1a} - h_9)} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{761,8764 \text{ kJ/kg}} = 0,001313 \text{ kg/s}$$

A potência de compressão é o produto do caudal pela diferença de entalpia.

Para calcular a potência de compressão:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_{5a} - h_{1a}) = 0,001313 \times (523,15 - 187,4864) = 0,440575 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente entre a divisão da potência frigorífica pela potência de compressão necessária. Assim:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,440575 \text{ kW}} = 2,27$$

Tabela 3.13 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo de andar único.

	P	t	s	h	X	\dot{m}
1	0,717615	-40	10,92212	439,792	100	0,001074
1a	0,717615	-40	9,84	187,4864	81,81	0,001313
5a	15,55	40	9,84	523,15	100	0,001313
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001313
9	0,717615	-40	6,57236	-574,39	26,9	0,001313
11	0,717615	-40	4,97178	-947,5758	0	0,000959

Agora para o caso dum sistema de evaporador inundado vamos fazer o seguinte raciocínio:

O caudal \dot{m}_{evap} entra nas condições de líquido saturado no evaporador e sai nas condições de vapor saturado.

O caudal \dot{m}_i é pulverizado dentro do cilindro, de modo a que o caudal \dot{m}_{evap} no interior do cilindro continue nas condições de saturação, embora esteja mais massa dentro do cilindro.

O caudal \dot{m}_f corresponde ao título de vapor X_9 , que entra no separador de líquido, enquanto $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i$ correspondem à parte $(1 - X_9)$.

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

$$h_f = -947,5758 \text{ kJ/kg} ; h_g = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$X_9 = \frac{h_9 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-574,39 + 947,5758) \text{ kJ/kg}}{(439,7918 + 947,5758) \text{ kJ/kg}} = 0,269$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i}{1 - X_9}$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}(1 - X_9) - \dot{m}_{evap}$$

$$\dot{m}_i = 0,001313 \times (1 - 0,269) - 0,000721$$

$$\dot{m}_i = 0,000239 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}X_9$$

$$\dot{m}_f = 0,001313 \times 0,269$$

$$\dot{m}_f = 0,000353 \text{ kg/s}$$

O compressor aspira $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_f$, ou seja um caudal de $0,001074 \text{ kg/s}$, sendo pulverizado para dentro do cilindro \dot{m}_i que corresponde um caudal de $0,000239 \text{ kg/s}$.

3.2.2.2 Arrefecimento intermédio

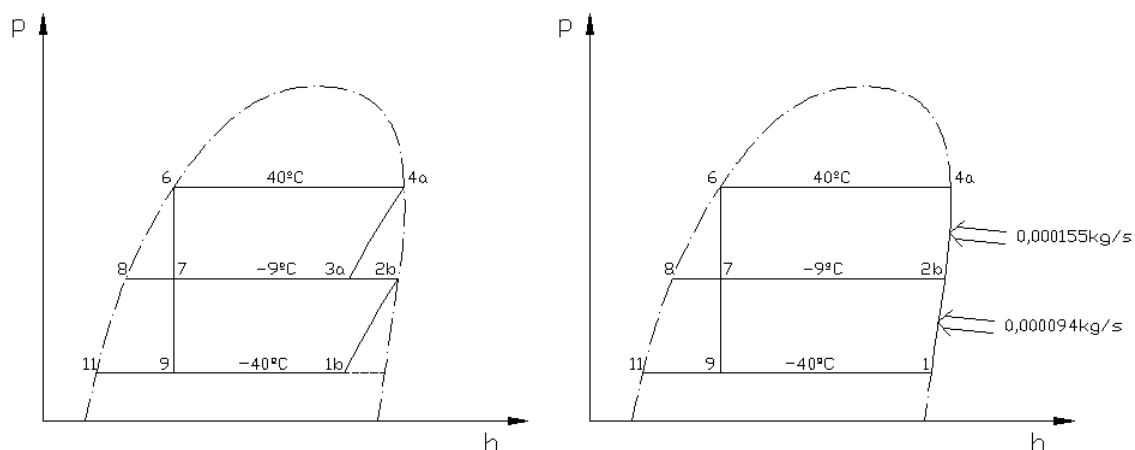


Figura 3.9 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com arrefecimento intermédio.

O processo de arrefecimento intermédio em compressão húmida tem pressão intermédia óptima à temperatura de saturação de -9°C . O valor da entropia no ponto 2b é $10,42211 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$ e como a compressão de 1b para 2b é isentrópica, o ponto 1b a entropia tem também este valor.

Para obter o valor da entalpia no ponto 1b é necessário o valor do título de vapor nesse ponto, que é calculado a partir do valor da entropia em 1b e das respectivas entropias de saturação. Assim:

$$X_{1b} = \frac{s_{1b} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{10,42211 - 4,97178}{10,92212 - 4,97178} = 0,916$$

$$h_f = -947,5758 \text{ kJ/kg} ; \quad h_g = 439,7918 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1b} = h_f + (h_g - h_f)X_{1b}$$

$$h_{1b} = -947,5758 + (439,7918 + 947,5758) \times 0,916$$

$$h_{1b} = 323,2099 \text{ kJ/kg}$$

O valor da entropia no ponto 4a é $9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$ e a compressão de 3a para 4a também é isentrópica.

Do mesmo modo, para obter o valor da entalpia no ponto 3a é necessário determinar o título de vapor nesse ponto.

$$X_{3a} = \frac{s_{3a} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{9,84 - 5,53708}{10,42211 - 5,53708} = 0,8808$$

$$h_f = -806,82 \text{ kJ/kg} ; \quad h_g = 483,5162 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3a} = h_f + (h_g - h_f)X_{3a}$$

$$h_{3a} = -806,82 + (483,5162 + 806,82) \times 0,8808$$

$$h_{3a} = 329,7572 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_9 = -574,39 \text{ kJ/kg}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Para calcular a massa de refrigerante a circular no evaporador, considerando um sistema de expansão directa:

A transformação de 6 para 9 é isentálpica, logo a entalpia em 9 é a de saturação à temperatura de 40°C, logo $h_9 = -574,39 \text{ kJ/kg}$.

O caudal a circular no evaporador e no compressor do andar mais baixo:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_{1b} - h_9)} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(323,2099 + 574,39) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{897,6 \text{ kJ/kg}} = 0,001114 \text{ kg/s}$$

O caudal que circula no condensador e aspirado pelo compressor do 2º andar é:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1(h_{2b} - h_{1b}) + \dot{m}_1(h_{1b} - h_9)}{(h_{3a} - h_6)} = \frac{\dot{m}_1(h_{2b} - h_9)}{(h_{3a} - h_6)}$$

$$h_{2b} = 483,5162 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,001114 \times (483,5162 + 574,39) \text{ kJ/s}}{(329,7572 + 574,39) \text{ kJ/kg}} = 0,001304 \text{ kg/s}$$

A potência fornecida ao compressor do 1º andar:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_{2b} - h_{1b})$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,001114 \times (483,5162 - 329,7572) = 0,178594 \text{ kW}$$

A potência fornecida ao compressor do 2º andar:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_{4a} - h_{3a})$$

$$\dot{W}_{in2} = 0,001304 \times (523,15 - 329,7572) = 0,252096 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência fornecida aos compressores:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,178594 + 0,252096) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,43069 \text{ kW}} = 2,32185$$

Tabela 3.14 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo com arrefecimento intermédio.

	P	t	s	h	X	\dot{m}
1	0,717615	-40	10,92212	439,792	100	0,001020
1b	0,717615	-40	10,42211	323,2099	91,6	0,001114
2b	3,028383	-9	10,42211	483,5162	100	0,001114
3a	3,028383	-9	9,84	329,7572	88,08	0,001148
4a	15,55	40	9,84	523,15	100	0,001304
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001304
7	3,028383	-9	6,41703	-574,39	18,01	0,001304
8	3,02838	-9	5,53708	-806,82	0	0,000155
9	0,717615	-40	6,57236	-574,39	26,9	0,001114
11	0,717615	-40	4,97178	-947,5758	0	0,000814

Agora para o caso dum sistema de evaporador inundado vamos considerar igualmente os seguintes caudais:

O caudal \dot{m}_{evap} entra nas condições de líquido saturado no evaporador e sai nas condições de vapor saturado.

O caudal \dot{m}_i é pulverizado dentro do cilindro, de modo a garantir que o compressor aspire vapor saturado no final da compressão o fluido continue nas condições de saturação, embora com mais massa.

O caudal \dot{m}_f corresponde ao título de vapor; X_9 , que entra no separador de líquido, enquanto $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i$ correspondem à parte $(1 - X_9)$.

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i}{1 - X_9}$$

$$\dot{m}_{i1} = \dot{m}_1(1 - X_9) - \dot{m}_{evap}$$

$$\dot{m}_{i1} = 0,001114 \times (1 - 0,269) - 0,000721 = 0,000094 \text{ kg/s}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

$$\dot{m}_{f1} = \dot{m}_1 X_9$$

$$\dot{m}_{f1} = 0,001114 \times 0,269 = 0,0003 \text{ kg/s}$$

O compressor aspira $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{f1}$ ou seja um caudal de $0,00102 \text{ kg/s}$, sendo pulverizado para dentro do cilindro \dot{m}_i que corresponde um caudal de $0,000094 \text{ kg/s}$.

O compressor do 2º andar aspira o vapor saturado da descarrega do compressor do 1º andar e o vapor saturado da fracção X_7 , ou seja $\dot{m}_1 + \dot{m}_{f2}$:

$$X_7 = \frac{h_7 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-574,39 + 806,82) \text{ kJ/kg}}{(483,5162 + 806,82) \text{ kJ/kg}} = 0,1801$$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0,000189 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f2} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_1) X_7$$

$$\dot{m}_{f2} = (0,000189 \times 0,1801) \text{ kg/s} = 0,000034 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{i2} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_1)(1 - X_7)$$

$$\dot{m}_{i2} = (0,000189 \times 0,8199) \text{ kg/s} = 0,000155 \text{ kg/s}$$

O compressor do 2º andar aspira $\dot{m}_1 + \dot{m}_{f2}$, ou seja um caudal de $0,001148 \text{ kg/s}$, sendo pulverizado dentro do cilindro \dot{m}_{i2} que corresponde a um caudal de $0,000155 \text{ kg/s}$.

3.2.2.3 Flash gas removal (expansão)

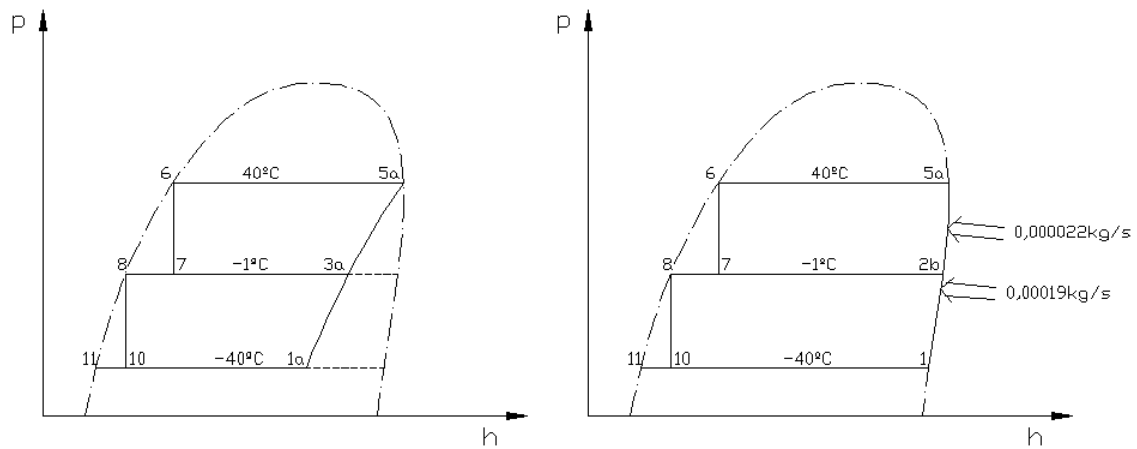


Figura 3.10 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com *flash gás* (expansão).

No processo de *flash gas removal*, a pressão intermédia óptima tem a temperatura de saturação de -1°C . O valor da entropia no ponto 5a é a mesma do ponto 3a e do ponto 1a e cujo valor é $9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$.

Como as compressões de 1a para 5a e de 3a para 5a são isentrópicas, é necessário determinar os valores do título de vapor e da entropia nesses pontos.

Para obter o valor da entalpia no ponto 1a o título de vapor nesse ponto é retirado a partir do valor da entropia em 1a e das respectivas entropias de saturação.

O valor da entropia no ponto 5a é $9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$.

Para o ponto 1a

$$X_{1a} = \frac{s_{1a} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{9,84 - 4,97178}{10,92212 - 4,97178} = 0,8181$$

$$h_{1a} = h_f + (h_g - h_f)X_{1a}$$

$$h_{1a} = -947,5758 + (439,7918 + 947,5758) \times 0,8181$$

$$h_{1a} = 187,4864 \text{ kJ/kg}$$

Para o ponto 3a

$$X_{3a} = \frac{s_{3a} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{9,84 - 5,67422}{10,31448 - 5,67422} = 0,8977$$

$$h_{3a} = h_f + (h_g - h_f)X_{3a}$$

$$h_{3a} = -769,8767 + (492,9485 + 769,8767) \times 0,8977$$

$$h_{3a} = 363,8218 \text{ kJ/kg}$$

Para calcular a massa de refrigerante a circular no evaporador, é considerado novamente o sistema como de expansão directa:

Como a transformação de 8 para 10 é isentálpica, a entalpia em 10 é a de saturação à temperatura de -1°C , logo $h_{10} = -769,8767 \text{ kJ/kg}$.

O caudal a circular no evaporador e comprimido pelo compressor principal é:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_{1a} - h_{10})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(187,4864 + 769,8768) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{957,3631 \text{ kJ/kg}} = 0,001045 \text{ kg/s}$$

Fazendo o balanço de massa e energia no ponto 7, é possível determinar o caudal \dot{m}_2 :

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)h_6 - \dot{m}_2h_{3a} - \dot{m}_1h_8 = 0$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1(h_8 - h_7)}{(h_7 - h_{3a})}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,001045 \times (-769,8767 + 574,39) \text{ kJ/s}}{(-574,39 - 363,8218) \text{ kJ/kg}} = 0,000218 \text{ kg/s}$$

A potência absorvida pelo compressor principal é:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1(h_{5a} - h_{1a})$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,001045 \times (523,15 - 187,4864) = 0,350613 \text{ kW}$$

A potência absorvida pelo compressor auxiliar é:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_{5a} - h_{3a})$$

$$\dot{W}_{in2} = 0,000218 \times (523,15 - 363,8218) = 0,034676 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da potência frigorífica pela potência fornecida aos compressores:

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,350613 + 0,034676) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,385289 \text{ kW}} = 2,595455$$

Tabela 3.15 – Estados termodinâmicos para compressão húmida do ciclo com *flash gás* (expansão).

	P	t	s	h	X	\dot{m}
1	0,71762	-40	10,92212	439,7918	100	0,000855
1a	0,71762	-40	9,84	187,4864	81,81	0,001045
2b	4,13676	-1	10,31448	492,9485	100	0,000195
3a	4,13676	-1	9,84	363,8218	89,77	0,000218
5a	15,55	40	9,84	523,15	100	0,001262
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001262
7	4,13676	-1	6,39254	-574,39	15,48	0,001262
8	4,13676	-1	5,67422	-769,877	0	0,001067
10	0,71762	-40	5,73393	-769,877	12,81	0,001045
11	0,7176	-40	4,97178	-947,5758	0	0,000911

Agora para o caso dum sistema de evaporador inundado vamos considerar igualmente os seguintes caudais:

O caudal \dot{m}_{evap} entra nas condições de líquido saturado no evaporador e sai nas condições de vapor saturado.

O caudal \dot{m}_i é pulverizado dentro do cilindro, de modo a garantir que o compressor aspire vapor saturado no final da compressão o fluido continue nas condições de saturação, embora com mais massa.

O caudal \dot{m}_f corresponde ao título de vapor; X_{10} , que entra no separador de líquido, enquanto $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i$ correspondem à parte $(1 - X_{10})$.

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{rc}}{q_{rf}} = \frac{\dot{Q}_{rc}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

$$X_{10} = \frac{h_{10} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-769,88 + 947,5758) \text{ kJ/kg}}{(439,7918 + 947,5758) \text{ kJ/kg}} = 0,1281$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_i}{1 - X_{10}}$$

$$\dot{m}_{i1} = \dot{m}_1(1 - X_{10}) - \dot{m}_{evap}$$

$$\dot{m}_{i1} = 0,001045 \times (1 - 0,1281) - 0,000721 = 0,00019 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f1} = \dot{m}_1 X_{10}$$

$$\dot{m}_{f1} = 0,001045 \times 0,1281 = 0,000134 \text{ kg/s}$$

O compressor principal aspira $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{f1}$, ou seja um caudal de 0,000855 kg/s, sendo pulverizado para dentro do cilindro \dot{m}_{i1} que corresponde um caudal de 0,00019 kg/s.

$$X_7 = \frac{h_7 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-574,39 + 769,88) \text{ kJ/kg}}{(492,9485 + 769,88) \text{ kJ/kg}} = 0,1548$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)X_7 = (0,001262 \times 0,1548) \text{ kg/s}$$

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)X_7 = 0,000195 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{i2} = \dot{m}_2(1 - X_{3a})$$

$$\dot{m}_{i2} = (0,000218 \times 0,1023) \text{ kg/s} = 0,000022 \text{ kg/s}$$

O compressor auxiliar aspira $(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)X_7$, ou seja um caudal de 0,000195 kg/s, sendo pulverizado para dentro do cilindro \dot{m}_{i2} a que corresponde um caudal de 0,000022 kg/s.

3.2.2.4 Injecção total

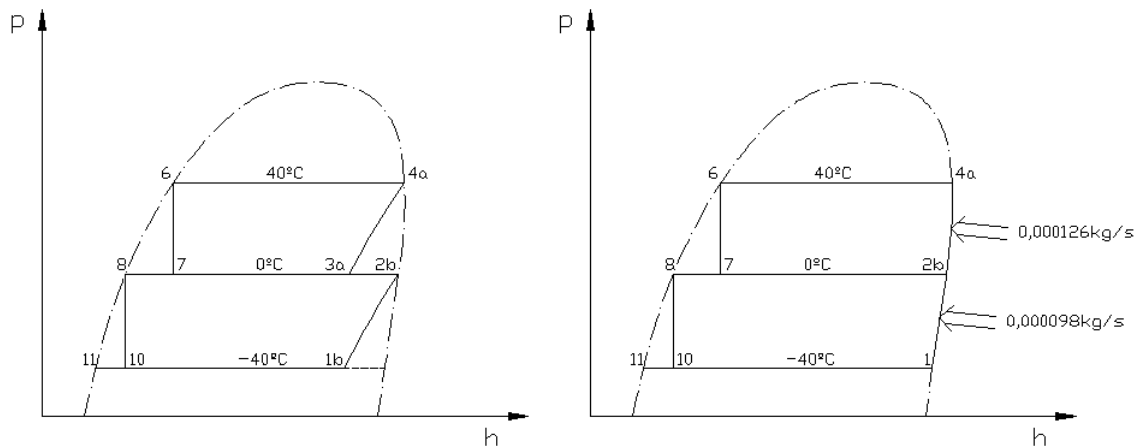


Figura 3.11 – Ciclo de compressão húmida em dois andares com injeção total.

Se forem utilizados os dois processos em simultâneo, a pressão intermédia óptima tem temperatura de saturação de 0°C. O valor da entropia no ponto 4a é o mesmo do ponto 3a cujo valor é $9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$.

As compressões de 1b para 2b e de 3a para 4a são isentrópicas, determina-se o título de vapor e a entropia nos pontos 1b e 3a e em seguida os valores das suas entalpias.

O valor da entropia no ponto 4a é $9,84 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$ e para o ponto 3a:

$$X_{3a} = \frac{s_{3a} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{9,84 - 5,69115}{10,3015 - 5,69115} = 0,9$$

$$h_{3a} = h_f + (h_g - h_f)X_{3a}$$

$$h_{3a} = -765,2365 + (497,0655 + 765,2365) \times 0,9$$

$$h_{3a} = 368,0073 \text{ kJ/kg}$$

Para o ponto 1b

$$X_{1b} = \frac{s_{1b} - s_f}{s_g - s_f} = \frac{10,3015 - 4,97179}{10,92212 - 4,97179} = 0,8957$$

$$h_{1b} = h_f + (h_g - h_f)X_{1b}$$

$$h_{1b} = -947,5758 + (439,7918 + 947,5758) \times 0,8957$$

$$h_{1b} = 295,0898 \text{ kJ/kg}$$

Para calcular a massa de refrigerante a circular no evaporador, é considerado novamente o sistema de expansão directa.

A transformação de 8 para 10 é isentálpica, logo a entalpia em 10 é a de saturação à temperatura de 0°C, então $h_{10} = -765,2365 \text{ kJ/kg}$.

O caudal a circular no evaporador e comprimido pelo compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_{1b} - h_{10})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{(295,0898 + 765,2365) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1060,3263 \text{ kJ/kg}} = 0,000943 \text{ kg/s}$$

Para calcular o caudal comprimido pelo compressor do andar mais elevado é feito o balanço de massa e energia no tanque intermédio.

$$\dot{m}_2 h_7 + \dot{m}_1 h_{2b} - \dot{m}_1 h_8 - \dot{m}_2 h_{3a} = 0$$

$$\dot{m}_2 (h_7 - h_{3a}) - \dot{m}_1 (h_8 - h_{2b}) = 0$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 (h_8 - h_{2b})}{(h_7 - h_{3a})} = \frac{\dot{m}_1 (h_{2b} - h_8)}{(h_{3a} - h_7)}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,000943 \times (494,0655 + 765,2365) \text{ kJ/s}}{(368,0073 + 574,39) \text{ kJ/kg}} = 0,00126 \text{ kg/s}$$

A potência fornecida ao compressor do andar mais baixo é:

$$\dot{W}_{in1} = \dot{m}_1 (h_{2b} - h_{1b})$$

$$\dot{W}_{in1} = 0,000943 \times (494,0655 - 295,0898) = 0,187655 \text{ kW}$$

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

A potência fornecida ao compressor do andar mais elevado é:

$$\dot{W}_{in2} = \dot{m}_2(h_{4a} - h_{3a}) = 0,00126 \times (523,15 - 368,0073) = 0,195518 \text{ kW}$$

O coeficiente de desempenho é o quociente da divisão da potência frigorífica pela potência fornecida aos compressores:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{W}_{in1} + \dot{W}_{in2}}$$

$$COP_{ref} = \frac{1 \text{ kW}}{(0,187655 + 0,195518) \text{ kW}} = \frac{1 \text{ kW}}{0,383174 \text{ kW}} = 2,609783$$

Tabela 3.16 – Estados termodinâmicos compressão húmida ciclo com injeção total.

	<i>P</i>	<i>t</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>X</i>	<i>m</i>
1	0,71762	-40	10,92212	439,7918	100	0,000845
1b	0,71762	-40	10,30150	295,0898	89,57	0,000943
2b	4,29505	0	10,30150	494,0655	100	0,000943
3a	4,29505	0	9,84	368,0073	89,99	0,001134
4a	15,55	40	9,84	523,15	100	0,001260
6	15,55	40	6,337	-574,39	0	0,001260
7	4,29505	0	6,38984	-574,39	15,15	0,001260
8	4,29505	0	5,69115	-765,237	0	0,001069
10	0,71762	-40	5,75383	-765,237	13,14	0,000943
11	0,71762	-40	4,97178	-947,576	0	0,000819

Agora para o caso dum sistema de evaporador inundado é considerado igualmente os seguintes caudais \dot{m}_{evap} , \dot{m}_i e \dot{m}_f caracterizados no ciclo de compressão húmida de andar único:

$$h_{11} = -947,5758 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{q_{er}} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{(h_1 - h_{11})} = \frac{1 \text{ kJ/s}}{1387,3677 \text{ kJ/kg}} = 0,000721 \text{ kg/s}$$

$$X_{10} = \frac{h_{10} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-765,2365 + 947,5758) \text{ kJ/kg}}{(439,7918 + 947,5758) \text{ kJ/kg}} = 0,1314$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{i1}}{1 - X_{10}}$$

$$\dot{m}_{i1} = \dot{m}_1(1 - X_{10}) - \dot{m}_{evap}$$

$$\dot{m}_{i1} = 0,000943 \times (1 - 0,1314) - 0,000721$$

$$\dot{m}_{i1} = 0,000098 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f1} = \dot{m}_1 X_{10}$$

$$\dot{m}_{f1} = 0,000943 \times 0,1314 = 0,000124 \text{ kg/s}$$

O compressor principal aspira $\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{f1}$, ou seja um caudal de 0,000845 kg/s, sendo pulverizado para dentro do cilindro \dot{m}_{i1} que corresponde um caudal de 0,000098 kg/s.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \frac{\dot{m}_1 X_7}{1 - X_7} + \dot{m}_{f2} + \dot{m}_{i2}$$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_1 - \frac{\dot{m}_1 X_7}{1 - X_7} = \dot{m}_{f2} + \dot{m}_{i2}$$

$$X_7 = \frac{h_7 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{(-574,39 + 765,2365) \text{ kJ/kg}}{(494,0655 + 765,2365) \text{ kJ/kg}} = 0,1515$$

$$\dot{m}_{f2} + \dot{m}_{i2} = \left(0,00126 - 0,000943 - \frac{0,000943 \times 0,1515}{1 - 0,1515} \right) \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f2} + \dot{m}_{i2} = 0,000149 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f2} = (0,000149 \times X_7) \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{f2} = (0,000149 \times 0,1515) \text{ kg/s} = 0,000023 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{i2} = 0,000149(1 - X_7) \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{i2} = 0,000149 \times 0,8485 = 0,000126 \text{ kg/s}$$

O compressor do 2º andar aspira

$$\dot{m}_1 + \frac{\dot{m}_1 X_7}{1 - X_7} + \dot{m}_{f2}$$

ou seja um caudal de 0,000991 kg/s, sendo pulverizado dentro do cilindro \dot{m}_{i2} que corresponde a um caudal mássico de 0,000126 kg/s.

3.2.2.5 Cascata

Não é feita análise para a compressão do ciclo em cascata devido a este ciclo ser composto de dois ciclos de compressão dum só andar com diferencial de temperaturas.

4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Tendo sido descrita a metodologia empregue na simulação do COP em cada processo, na sua situação mais eficaz, vamos neste capítulo analisar a evolução em cada processo ao fazer variar a pressão intermédia, através do modo como variam os seus parâmetros mais significativos.

Para a mesma potência de refrigeração o valor de \dot{m}_1 tem variação na razão inversa do efeito refrigerante e o valor de \dot{m}_2 tem proporcionalidade directa com a potência calorífica rejeitada no condensador e proporcionalidade inversa com o valor da diferença de entalpia entre a descarga do compressor do último andar e a saída do condensador. Porém para o caso do ciclo de *flash gas removal* usado isoladamente, temos de considerar $\dot{m}_1 + \dot{m}_2$ em vez de \dot{m}_2 e a entalpia à entrada do condensador é média ponderada das entalpias à saída pelos caudais mássicos dos dois compressores.

Os ficheiros de onde foram retirados estes valores, para todas as temperaturas intermédias e para todas as soluções estudadas encontram-se disponíveis no anexo I deste trabalho, no entanto, para cada ciclo e através dos valores das diferentes variáveis colocados em tabelas, vamos ver a razão da sua variação e a dependência, se a houver, entre variáveis.

4.1 Compressão seca

Tabela 4.1 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca.

Compressão Seca			
t_{int}	Intercooler	Flash Gas	Int+Flash
8	2,073200466	2,227367479	2,281709887
7	2,077262226	2,23016625	2,288689645
6	2,08120841	2,232704226	2,295259206
5	2,084977285	2,234970552	2,301340544
4	2,088617222	2,23696832	2,306986003
3	2,092111105	2,238693127	2,312171593
2	2,095412771	2,240135364	2,31683803
1	2,098513046	2,241290693	2,32097067
0	2,101492815	2,242168627	2,324662927
-1	2,104299002	2,242759303	2,327849065
-2	2,106923155	2,24305797	2,330515467
-3	2,109315066	2,243056567	2,332602848
-4	2,111568304	2,24276587	2,334219132
-5	2,113613914	2,242174194	2,335282676
-6	2,11546254	2,241280582	2,335804893
-7	2,11707137	2,240076674	2,335735916
-8	2,118500749	2,238571177	2,335148022
-9	2,11971855	2,236756843	2,33400391
-10	2,120676439	2,234624468	2,332249286
-11	2,12144144	2,232184764	2,329965437
-12	2,121980034	2,229430475	2,327115427
-13	2,122226955	2,226349056	2,32362721
-14	2,122308983	2,22296352	2,319652835
-15	2,122062149	2,219242247	2,315006248
-16	2,121625236	2,215211531	2,309854014
-17	2,120886944	2,210850402	2,304074297
-18	2,119916766	2,206171344	2,297752506
-19	2,118651397	2,201162383	2,290823836
-20	2,117131158	2,195833581	2,283343888

A tabela 4.1 mostra os coeficientes de desempenho das três soluções estudadas para as várias pressões intermédias no regime de compressão seca.

Daqui pode concluir-se que para iguais razões de pressão, ou seja a pressão intermédia ser a média geométrica das pressões mais alta e mais baixa do ciclo, corresponde uma temperatura de saturação próxima de -9°C .

Ao analisar o desempenho nos três processos considerados em compressão seca e para o mesmo fluido refrigerante, neste caso o R-717, podemos fazer as seguintes considerações:

- O processo *intercooler* tem pressão de saturação cerca de 5°C abaixo da dita pressão intermédia ideal, ou seja a -14°C ;
- O processo *flash gas removal* tem pressão de saturação cerca de 6°C acima da pressão intermédia ideal;
- O processo misto tem uma pressão intermédia de saturação entre os valores dos processos simples, o que é compreensível.

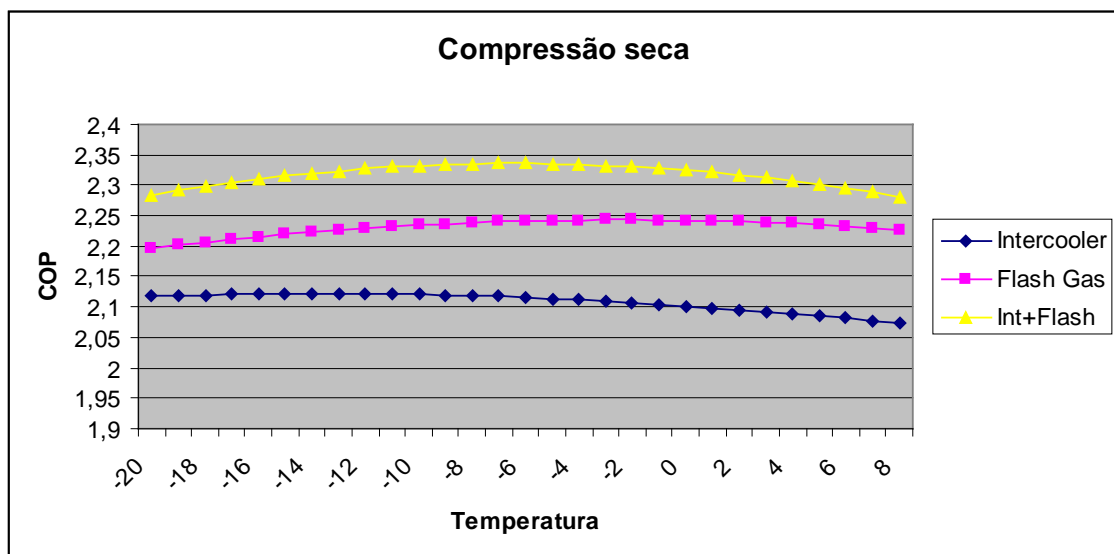


Figura 4.1 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca.

4.1.1 Arrefecimento intermédio

A pressão intermédia que conduz a um melhor desempenho do ciclo tem um valor mais baixo do que seria esperado.

A potência de compressão é o produto do caudal pela diferença de entalpia, e como o caudal \dot{m}_1 é constante para as diferentes pressões intermédias (devido ao

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

efeito refrigerante não se alterar), já o caudal \dot{m}_2 aumenta para pressões intermédias com temperaturas de saturação mais elevadas.

Quando a pressão intermédia aumenta (e consequentemente a temperatura de saturação), \dot{m}_1 mantém o seu valor, \dot{W}_1 aumenta na proporção de Δh_1 , \dot{m}_2 aumenta, Δh_2 diminui e \dot{W}_2 diminui.

A razão de \dot{W}_1 aumentar é óbvia, porém \dot{W}_2 diminuir significa que a variação de Δh_2 tem mais peso na potência de compressão que a variação de \dot{m}_2 .

Tabela 4.2 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com arrefecimento intermédio.

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
-3	227,5905	0,000986	217,186	0,00115	444,7765	0,224408	0,244756	0,469164
-4	221,3341	0,000986	222,9938	0,001145	444,3279	0,218239	0,251301	0,46954
-5	215,0795	0,000986	228,8868	0,001141	443,9663	0,212072	0,257942	0,470014
-6	208,8261	0,000986	234,8642	0,001136	443,6903	0,205906	0,264678	0,470584
-7	202,5747	0,000986	240,9344	0,001131	443,5091	0,199742	0,271519	0,471261
-8	196,3259	0,000986	247,0857	0,001127	443,4116	0,193581	0,278451	0,472032
-9	190,0795	0,000986	253,3255	0,001122	443,4051	0,187422	0,284339	0,471761
-10	183,8365	0,000986	259,6633	0,001118	443,4998	0,181266	0,290282	0,471548
-11	177,5972	0,000986	266,0863	0,001113	443,6835	0,175114	0,296264	0,471378
-12	171,3614	0,000986	272,6024	0,001109	443,9637	0,168965	0,302293	0,471258
-13	165,1299	0,000986	279,2247	0,001104	444,3546	0,162821	0,308382	0,471203
-14	158,9031	0,000986	285,9286	0,0011	444,8317	0,156681	0,314504	0,471185
-15	152,6811	0,000986	292,748	0,001095	445,4291	0,150546	0,320694	0,47124
-16	146,4644	0,000986	299,6556	0,001091	446,12	0,144416	0,32692	0,471337
-17	140,254	0,000986	306,6741	0,001087	446,9281	0,138293	0,333208	0,471501
-18	134,0492	0,000986	313,7914	0,001082	447,8406	0,132175	0,339542	0,471717
-19	127,8508	0,000986	321,021	0,001078	448,8717	0,126063	0,345935	0,471998
-20	121,6603	0,000986	328,3541	0,001073	450,0144	0,119959	0,352378	0,472337

Enquanto a soma mínima $\Delta h_1 + \Delta h_2$ se situa entre -8 e -9°C, já a potência mínima de compressão a fornecer aos dois andares surge próximo da temperatura intermédia de saturação de -14°C.

Para o coeficiente de desempenho termodinâmico ter o seu máximo valor à pressão intermédia correspondente da média geométrica das pressões máxima e mínima do ciclo \dot{m}_1 e \dot{m}_2 teriam de ter o mesmo valor.

4.1.2 Flash gas removal

A diferença entálpica na compressão do andar principal Δh_1 tem o mesmo valor para qualquer pressão intermédia, e devido ao efeito refrigerante aumentar, \dot{m}_1 diminui quando a temperatura intermédia diminui. O facto de \dot{m}_1 diminuir à medida que a pressão intermédia diminui é devido ao título de vapor aumentar no estado 7, e assim mais caudal ser retirado pelo compressor auxiliar.

Na tabela, a coluna $\Delta h_1 + \Delta h_2$ aumenta continuamente à medida que a pressão intermédia diminui, devido a Δh_1 ser constante e Δh_2 aumentar, porém o valor da soma $\Delta h_1 + \Delta h_2$ não tem significado neste caso. Deste modo quando a temperatura de saturação da pressão intermédia diminui, \dot{W}_1 diminui e \dot{W}_2 aumenta, situando-se o mínimo da sua soma próximo da temperatura de saturação de -2°C .

Tabela 4.3 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com *flash gás* (expansão).

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
4	501,6725	0,000843	178,7288	0,000135	680,4013	0,422848	0,024186	0,447034
3	501,6725	0,00084	183,9872	0,000139	685,6598	0,421193	0,025496	0,446689
2	501,6725	0,000836	189,3265	0,000142	690,9991	0,419553	0,026849	0,446402
1	501,6725	0,000833	194,7488	0,000145	696,4213	0,417927	0,028244	0,446171
0	501,6725	0,00083	200,2376	0,000148	701,9101	0,416316	0,029681	0,445997
-1	501,6725	0,000827	205,8037	0,000151	707,4763	0,414719	0,03116	0,445879
-2	501,6725	0,000824	211,4507	0,000155	713,1232	0,413136	0,032684	0,44582
-3	501,6725	0,00082	217,186	0,000158	718,8585	0,411567	0,034253	0,44582
-4	501,6725	0,000817	222,9938	0,000161	724,6663	0,410011	0,035867	0,445878
-5	501,6725	0,000814	228,8868	0,000164	730,5593	0,408469	0,037527	0,445996
-6	501,6725	0,000811	234,8642	0,000167	736,5368	0,40694	0,039234	0,446173
-7	501,6725	0,000808	240,9344	0,00017	742,607	0,405423	0,04099	0,446413
-8	501,6725	0,000805	247,0857	0,000173	748,7582	0,40392	0,042794	0,446714

4.1.3 Dois andares com injeção total

Neste caso nenhum parâmetro permanece inalterado ao fazer variar a pressão intermédia, pelo que só se pode constatar que a soma mínima das potências de compressão fica situada a uma pressão intermédia com temperatura de saturação de -6°C , o que era esperado devido a este processo ser misto e a temperatura de saturação estar entre as temperaturas de saturação dos processos simples.

Tabela 4.4 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão seca com injeção total.

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
0	246,3638	0,00083	200,2376	0,001127	446,6014	0,204446	0,225723	0,43017
-1	240,1059	0,000827	205,8037	0,001123	445,9096	0,198489	0,231092	0,429581
-2	233,8472	0,000824	211,4507	0,001119	445,2979	0,192577	0,236512	0,42909
-3	227,5905	0,00082	217,186	0,001114	444,7765	0,186713	0,241993	0,428706
-4	221,3341	0,000817	222,9938	0,00111	444,3279	0,180894	0,247515	0,428409
-5	215,0795	0,000814	228,8868	0,001106	443,9663	0,175121	0,253093	0,428214
-6	208,8261	0,000811	234,8642	0,001102	443,6903	0,169393	0,258725	0,428118
-7	202,5747	0,000808	240,9344	0,001097	443,5091	0,163709	0,264421	0,428131
-8	196,3259	0,000805	247,0857	0,001093	443,4116	0,158071	0,270167	0,428238
-9	190,0795	0,000802	253,3255	0,001089	443,4051	0,152477	0,275971	0,428448
-10	183,8365	0,000799	259,6633	0,001085	443,4998	0,146927	0,281844	0,428771
-11	177,5972	0,000796	266,0863	0,001081	443,6835	0,141421	0,28777	0,429191
-12	171,3614	0,000793	272,6024	0,001078	443,9637	0,135959	0,293758	0,429717

Quando a pressão intermédia aumenta Δh_1 , \dot{m}_1 e \dot{W}_1 aumentam também, Δh_2 diminui e \dot{m}_2 e \dot{W}_2 aumentam.

A soma mínima $\Delta h_1 + \Delta h_2$ tem lugar a uma temperatura de saturação próxima de -9°C e a potência mínima de compressão para uma temperatura de -6°C .

4.2 Compressão húmida

A tabela seguinte mostra os coeficientes de desempenho do R-717 para a compressão húmida, a iniciar na zona de mistura e a terminar na curva de saturação à pressão de condensação.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Tabela 4.5 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão seca.

Compressão Húmida			
t_{int}	<i>Intercooler</i>	<i>Flash Gas</i>	<i>Int+Flash</i>
8	2,313454922	2,579302023	2,59663929
7	2,314357811	2,582814188	2,599868666
6	2,315219	2,58590259	2,602645896
5	2,31603678	2,588564497	2,604970141
4	2,316809394	2,590797401	2,606840782
3	2,317535039	2,592599019	2,608257426
2	2,318211861	2,593967297	2,609219899
1	2,318837961	2,594900417	2,609728257
0	2,319411387	2,595396798	2,609782781
-1	2,319930136	2,595455103	2,609383981
-2	2,320392156	2,59507424	2,608532594
-3	2,320795341	2,594253363	2,607229586
-4	2,321137529	2,592991881	2,605476154
-5	2,321416507	2,591289452	2,603273719
-6	2,321630006	2,589145992	2,600623931
-7	2,321775703	2,586561671	2,597528668
-8	2,321851213	2,583536921	2,59399003
-9	2,321854098	2,580072427	2,590010341
-10	2,321781859	2,576169137	2,585592145
-11	2,321631942	2,571828254	2,580738207
-12	2,321401728	2,56705124	2,575451505
-13	2,321088558	2,5618394	2,569734823
-14	2,320689646	2,556195955	2,563592783
-15	2,320202239	2,550121889	2,557027772
-16	2,319623461	2,543620098	2,550044004
-17	2,318950386	2,536693314	2,542645486
-18	2,318180028	2,529344515	2,534836417
-19	2,317309334	2,521576921	2,526621186
-20	2,316335193	2,513393995	2,518004367

O ciclo de dois andares com arrefecimento intermédio tem pressão intermédia com melhor coeficiente de desempenho a uma temperatura de saturação entre -9°C e -8°C.

4.2.1 Arrefecimento intermédio

A pressão intermédia que conduz ao melhor desempenho do ciclo tem o valor da média geométrica das pressões máxima e mínima do ciclo, ou seja, corresponde a uma temperatura de saturação de -9°C .

Quando a pressão intermédia aumenta (e consequentemente a temperatura de saturação), os valores de Δh_1 e \dot{m}_1 aumentam, o de Δh_2 diminui e o valor de \dot{m}_2 permanece constante. A soma mínima $\Delta h_1 + \Delta h_2$ obtém-se a uma temperatura de saturação próxima de -2°C .

A potência de compressão é o produto do caudal mássico pela diferença de entalpia, e como o caudal \dot{m}_1 aumenta para pressões intermédias com temperaturas de saturação mais elevadas e Δh_1 varia da mesma forma, logo \dot{W}_1 varia no mesmo sentido das duas variáveis. Já o caudal \dot{m}_2 é constante para as diferentes pressões intermédias e Δh_2 diminui com o aumento da pressão intermédia, \dot{W}_2 diminui na sua proporção.

Tabela 4.6 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com arrefecimento intermédio.

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
3	211,1751	0,001162	142,6816	0,001304	353,8568	0,245397	0,186096	0,431493
2	207,1460	0,001158	146,8195	0,001304	353,9655	0,239891	0,191476	0,431367
1	203,0796	0,001154	150,9732	0,001304	354,0528	0,234373	0,196877	0,431250
0	198,9757	0,001150	155,1427	0,001304	354,1185	0,228845	0,202299	0,431144
-1	194,8341	0,001146	159,3282	0,001304	354,1623	0,223304	0,207743	0,431047
-2	190,6545	0,001142	163,5297	0,001304	354,1842	0,217753	0,213208	0,430962
-3	186,4365	0,001138	167,7472	0,001304	354,1837	0,212191	0,218696	0,430887
-4	182,1799	0,001134	171,9809	0,001304	354,1608	0,206618	0,224205	0,430823
-5	177,8843	0,001130	176,2307	0,001304	354,1150	0,201034	0,229737	0,430771
-6	173,5495	0,001126	180,4967	0,001304	354,0463	0,195440	0,235292	0,430732
-7	169,1752	0,001122	184,7791	0,001304	353,9542	0,189835	0,240870	0,430705
-8	164,7609	0,001118	189,0777	0,001304	353,8386	0,184220	0,246471	0,430691
-9	160,3064	0,001114	193,3928	0,001304	353,6992	0,178594	0,252096	0,430690
-10	155,8113	0,001110	197,7244	0,001304	353,5357	0,172959	0,257745	0,430704
-11	151,2753	0,001106	202,0724	0,001304	353,3477	0,167314	0,263418	0,430731
-12	146,6980	0,001102	206,4371	0,001304	353,1351	0,161659	0,269115	0,430774
-13	142,0788	0,001098	210,8187	0,001304	352,8975	0,155994	0,274838	0,430832
-14	137,4179	0,001094	215,2165	0,001304	352,6345	0,150320	0,280586	0,430906

4.2.2 Flash gas removal (expansão)

A evolução das variáveis neste ciclo é idêntica ao ciclo em compressão seca.

A diferença entálpica na compressão do andar principal Δh_1 tem o mesmo valor para qualquer pressão intermédia, e devido ao efeito refrigerante aumentar, \dot{m}_1 diminui quando a temperatura intermédia diminui. O facto de \dot{m}_1 diminuir à medida que a pressão intermédia diminui é devido ao título de vapor aumentar no estado 7, e assim mais caudal ser retirado pelo compressor auxiliar.

Na tabela, a coluna $\Delta h_1 + \Delta h_2$ aumenta continuamente à medida que a pressão intermédia diminui, devido a Δh_1 ser constante e Δh_2 aumentar, porém o valor da soma $\Delta h_1 + \Delta h_2$ não tem significado neste caso. Deste modo quando a temperatura de saturação da pressão intermédia diminui, \dot{W}_1 diminui e \dot{W}_2 aumenta, situando-se o ponto mínimo da sua soma próximo duma temperatura de saturação de -1°C .

Tabela 4.7 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com flash gás (expansão).

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
7	335,6636	0,001087	126,2872	0,000177	461,9508	0,364816	0,022358	0,387175
6	335,6636	0,001081	130,3623	0,000182	466,0259	0,362970	0,023742	0,386712
5	335,6636	0,001076	134,4531	0,000187	470,1167	0,361145	0,025169	0,386315
4	335,6636	0,001071	138,5595	0,000192	474,2231	0,359341	0,026641	0,385982
3	335,6636	0,001065	142,6816	0,000197	478,3452	0,357557	0,028157	0,385713
2	335,6636	0,001060	146,8195	0,000202	482,4831	0,355792	0,029718	0,385510
1	335,6636	0,001055	150,9732	0,000207	486,6367	0,354047	0,031325	0,385371
0	335,6636	0,001050	155,1427	0,000213	490,8063	0,352320	0,032977	0,385298
-1	335,6636	0,001045	159,3282	0,000218	494,9918	0,350613	0,034676	0,385289
-2	335,6636	0,001040	163,5297	0,000223	499,1933	0,348923	0,036422	0,385345
-3	335,6636	0,001035	167,7472	0,000228	503,4108	0,347252	0,038215	0,385467
-4	335,6636	0,001030	171,9809	0,000233	507,6445	0,345599	0,040056	0,385655
-5	335,6636	0,001025	176,2307	0,000238	511,8943	0,343962	0,041946	0,385908
-6	335,6636	0,001020	180,4967	0,000243	516,1603	0,342343	0,043884	0,386228
-7	335,6636	0,001015	184,7791	0,000248	520,4426	0,340741	0,045873	0,386614
-8	335,6636	0,001010	189,0777	0,000253	524,7413	0,339155	0,047911	0,387066
-9	335,6636	0,001006	193,3928	0,000259	529,0564	0,337586	0,050000	0,387586

4.2.3 Dois andares com injeção total

Neste caso nenhum parâmetro permanece inalterado ao fazer variar a pressão intermédia, pelo que só se pode constatar que a soma mínima das potências de compressão fica situada a uma pressão intermédia com temperatura de saturação de -6°C , o que era esperado devido a este processo ser misto e a temperatura de saturação estar entre as temperaturas de saturação dos processos simples.

Tabela 4.8 – Evolução dos parâmetros a várias temperaturas intermédias na compressão húmida com injeção total.

t_{int}	Δh_1	\dot{m}_1	Δh_2	\dot{m}_2	$\Delta h_1 + \Delta h_2$	\dot{W}_1	\dot{W}_2	$\dot{W}_1 + \dot{W}_2$
8	230,7717	0,001000	122,2276	0,001262	352,9993	0,230860	0,154253	0,385113
7	226,9248	0,000993	126,2872	0,0012616	353,2120	0,225313	0,159321	0,384635
6	223,0420	0,000986	130,3623	0,0012612	353,4043	0,219811	0,164414	0,384224
5	219,1229	0,000978	134,4531	0,0012609	353,5760	0,214350	0,169531	0,383882
4	215,1674	0,000971	138,5595	0,0012606	353,7269	0,208932	0,174674	0,383606
3	211,1751	0,000964	142,6816	0,0012605	353,8568	0,203554	0,179843	0,383398
2	207,1460	0,000957	146,8195	0,0012603	353,9655	0,198216	0,185040	0,383256
1	203,0796	0,000950	150,9732	0,0012603	354,0528	0,192917	0,190265	0,383182
0	198,9757	0,000943	155,1427	0,0012602	354,1185	0,187655	0,195518	0,383174
-1	194,8341	0,000936	159,3282	0,0012603	354,1623	0,182430	0,200802	0,383232
-2	190,6545	0,000930	163,5297	0,0012604	354,1842	0,177242	0,206116	0,383357
-3	186,4365	0,000923	167,7472	0,0012606	354,1837	0,172088	0,211461	0,383549
-4	182,1799	0,000917	171,9809	0,0012608	354,1608	0,166969	0,216838	0,383807
-5	177,8843	0,000910	176,2307	0,0012611	354,1150	0,161883	0,222248	0,384132
-6	173,5495	0,000904	180,4967	0,0012615	354,0463	0,156830	0,227693	0,384523
-7	169,1752	0,000897	184,7791	0,0012619	353,9542	0,151809	0,233172	0,384981
-8	164,7609	0,000891	189,0777	0,0012624	353,8386	0,146820	0,238687	0,385506

Quando a pressão intermédia aumenta Δh_1 , \dot{m}_1 e \dot{W}_1 aumentam também, Δh_2 diminui, \dot{m}_2 tem valor mínimo na temperatura de 0°C e \dot{W}_2 aumenta.

A soma mínima $\Delta h_1 + \Delta h_2$ tem lugar a uma temperatura de saturação próxima de -9°C e a potência mínima de compressão para uma temperatura de -6°C .

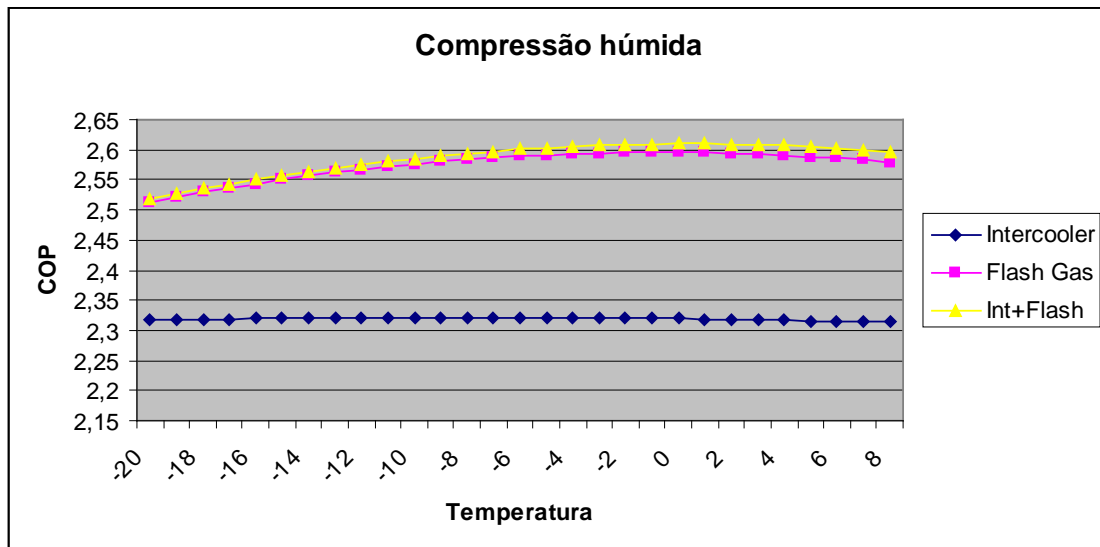


Figura 4.2 – Evolução das temperaturas intermédias na compressão húmida.

4.2.4 Sistemas em cascata

Os sistemas em cascata aqui analisados são um sistema com o mesmo gás nos dois andares, neste caso uma cascata R-717/R-717 e um sistema com R-744 no andar de temperaturas mais baixas e R-717 no andar de temperaturas mais elevadas.

4.2.4.1 Sistema em cascata R-717/R-717

Um sistema em cascata com o mesmo refrigerante nos dois andares e um diferencial de temperatura nulo tem os mesmos coeficientes de desempenho para as várias temperaturas intermédias do ciclo de compressão em dois andares com injeção total.

A tabela seguinte mostra os coeficientes de desempenho para uma cascata R-717/R-717 com diferenciais de temperatura entre 0 e 8° C e temperaturas de condensação do andar mais baixo entre 4°C e -20°C.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Tabela 4.9 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata (R-717/R-717).

	Δt_0	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8
4								2,08630	2,05635
3						2,15021	2,11902	2,08829	2,05794
2				2,21695	2,18455	2,15252	2,12097	2,08982	2,05909
1		2,28676	2,25301	2,21971	2,18682	2,15442	2,12245	2,09091	2,05976
0	2,32466	2,28997	2,25574	2,22195	2,18867	2,15584	2,12347	2,09151	2,06002
-1	2,32785	2,29266	2,25793	2,22374	2,19003	2,15679	2,12399	2,09168	2,05982
-2	2,33052	2,29481	2,25968	2,22504	2,19091	2,15723	2,12407	2,09139	2,05914
-3	2,33260	2,29649	2,26090	2,22583	2,19125	2,15721	2,12367	2,09059	2,05803
-4	2,33422	2,29764	2,26161	2,22608	2,19113	2,15671	2,12276	2,08936	2,05646
-5	2,33528	2,29825	2,26175	2,22586	2,19051	2,15567	2,12140	2,08766	2,05438
-6	2,33580	2,29830	2,26142	2,22512	2,18935	2,15418	2,11956	2,08543	2,05190
-7	2,33574	2,29784	2,26055	2,22382	2,18771	2,15219	2,11718	2,08279	2,04888
-8	2,33515	2,29683	2,25911	2,22203	2,18557	2,14964	2,11438	2,07960	2,04544
-9	2,33400	2,29524	2,25716	2,21973	2,18285	2,14667	2,11100	2,07598	2,04150
-10	2,33225	2,29313	2,25468	2,21683	2,17970	2,14311	2,10719	2,07184	2,03710
-11	2,32997	2,29047	2,25160	2,21349	2,17594	2,13910	2,10285	2,06724	2,03221
-12	2,32712	2,28719	2,24806	2,20952	2,17172	2,13454	2,09804	2,06213	2,02687
-13	2,32363	2,28344	2,24388	2,20509	2,16695	2,12951	2,09270	2,05657	
-14	2,31965	2,27903	2,23921	2,20008	2,16168	2,12394	2,08690		
-15	2,31501	2,27413	2,23396	2,19456	2,15586	2,11788			
-16	2,30985	2,26862	2,22819	2,18848	2,14954				
-17	2,30407	2,26257	2,22184	2,18190					
-18	2,29775	2,25594	2,21497						
-19	2,29082	2,24878							
-20	2,28334								

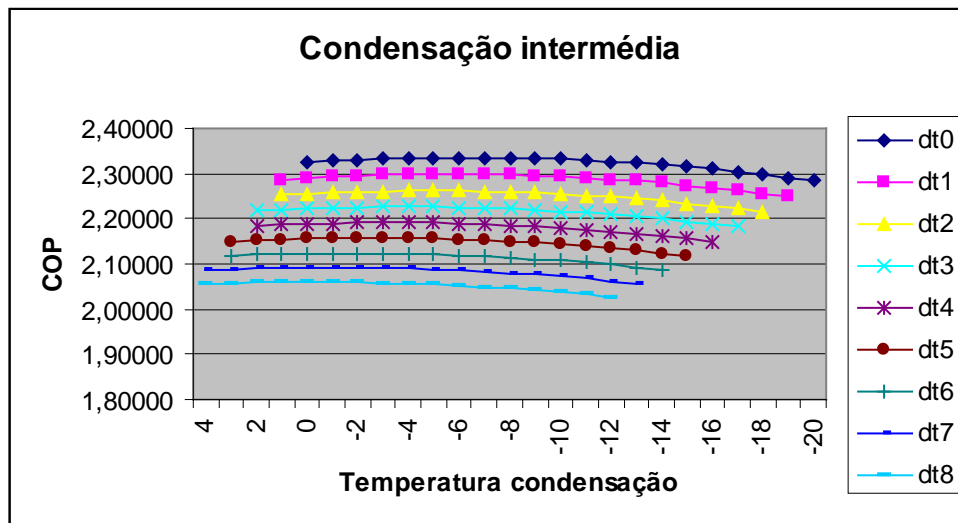


Figura 4.3 – Diferenciais de temperatura no ciclo em cascata R-717/R-717.

À medida que a diferença de temperatura entre a condensação do andar mais baixo e a evaporação no andar mais alto aumenta, o coeficiente de desempenho diminui. Por outro lado, quanto menor for essa diferença de temperaturas, maiores dimensões terá de ter o permutador de calor.

A cascata com um mesmo fluido refrigerante nos dois andares não resolve os inconvenientes presentes no ciclo de compressão em dois andares com injeção total, tendo mesmo certas desvantagens, mas serve de transição entre o ciclo com injeção total e o ciclo em cascata com diferentes refrigerantes em cada andar.

Utilizando uma diferença de temperatura de 5°C no permutador intermédio, onde se dá a transferência de calor entre os dois andares, o coeficiente máximo é obtido através das temperaturas de -2°C de condensação do fluido do andar mais baixo e de -7°C de evaporação do fluido do andar mais elevado.

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Tabela 4.10 – Evolução do COP a várias temperaturas intermédias no ciclo em cascata (R-717/R-717).

Cascata R-717/R-717	
Temperaturas	COP
-2/3	2,150209575
-3/2	2,152521292
-4/1	2,154422981
-5/0	2,15584392
-6/-1	2,156790201
-7/-2	2,157227783
-8/-3	2,157209023
-9/-4	2,156707121
-10/-5	2,155672043
-11/-6	2,154178798
-12/-7	2,152189638

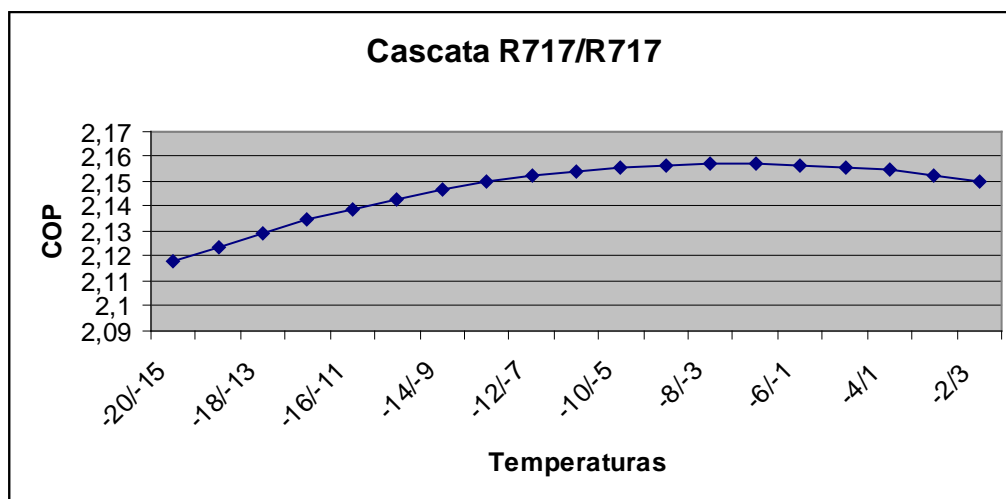


Figura 4.4 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata R-717/R-717.

4.2.4.2 Sistema em cascata R-744/R-717

Em comparação com o sistema anterior, o sistema em cascata R-744/R-717 tem coeficientes de desempenho ligeiramente inferiores e temperaturas intermédias mais baixas para a situação óptima. Porém uma diferença de 5°C no permutador intermédio, sendo uma situação aceitável para o sistema R-744/R-717 devido às características físicas e de transferência de calor do CO₂, não o é para o sistema R-717/R-717, pois a superfície de transferência de calor no permutador teria de ter dimensões de valor elevado.

A tabela seguinte mostra os coeficientes de desempenho para uma cascata R-744/R-717 com diferenciais de temperatura entre 0°C a 8°C e temperaturas de condensação do andar mais baixo entre -6°C e -20°C.

Tabela 4.11 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata (R-744/R-717).

t_{CO2}	Δt_0	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8
-6	2,21667	2,18233	2,14852	2,11521	2,08235	2,05000	2,01813	1,98667	1,95574
-7	2,22450	2,18959	2,15521	2,12130	2,08794	2,05508	2,02266	1,99079	1,95933
-8	2,23146	2,19596	2,16098	2,12657	2,09269	2,05927	2,02644	1,99404	1,96218
-9	2,23750	2,20140	2,16590	2,13097	2,09653	2,06271	2,02933	1,99654	1,96421
-10	2,24260	2,20598	2,16996	2,13446	2,09961	2,06524	2,03147	1,99820	1,96549
-11	2,24684	2,20969	2,17309	2,13718	2,10177	2,06701	2,03277	1,99911	1,96598
-12	2,25018	2,21245	2,17544	2,13897	2,10317	2,06793	2,03330	1,99922	1,96572
-13	2,25257	2,21442	2,17685	2,13999	2,10371	2,06808	2,03302	1,99858	
-14	2,25415	2,21544	2,17747	2,14013	2,10346	2,06740	2,03199		
-15	2,25477	2,21567	2,17722	2,13948	2,10239	2,06597			
-16	2,25459	2,21500	2,17616	2,13799	2,10054				
-17	2,25349	2,21351	2,17425	2,13573					
-18	2,25157	2,21117	2,17155						
-19	2,24879	2,20803							
-20	2,24520								

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

Para uma diferença de 5°C de temperatura entre os fluidos, as temperaturas de saturação intermédias que dão melhor desempenho ao sistema são de -13°C para a condensação do R-744 e -18°C para a evaporação do R-717.

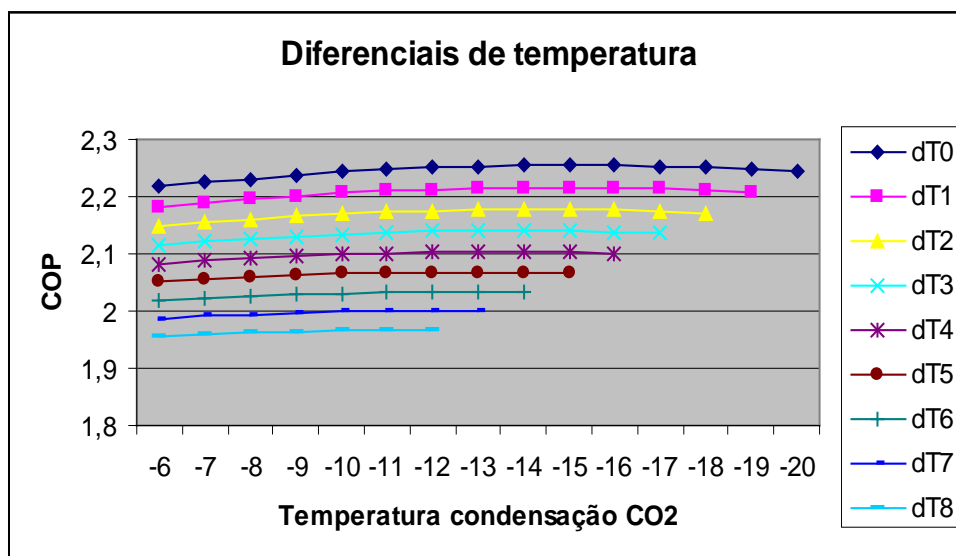


Figura 4.5 – Diferenciais de temperatura no ciclo em cascata R-744/R-717.

Tabela 4.12 – Evolução do COP no ciclo em cascata (R-744/R-717).

Cascata	
Temperaturas	COP
-11/-6	2,050000536
-12/-7	2,055080984
-13/-8	2,059272145
-14/-9	2,062705698
-15/-10	2,065236181
-16/-11	2,067008056
-17/-12	2,067930109
-18/-13	2,068077743
-19/-14	2,06740387
-20/-15	2,065971955

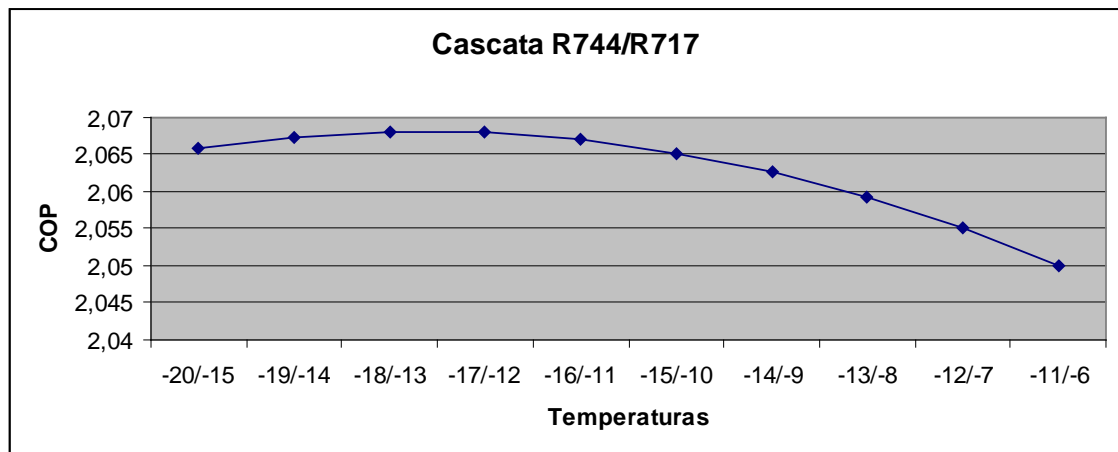


Figura 4.6 – Evolução das temperaturas intermédias no ciclo em cascata R-744/R-717.

5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

5.1 Conclusões Gerais

Tabela 5.1 – Poupança de energia em relação ao ciclo de andar único.

Compressão seca				Compressão húmida			
$t_{(int)}$	Intercooler	Flash Gas	Int+Flash	$t_{(int)}$	Intercooler	Flash Gas	Int+Flash
8	2,489%	9,238%	11,400%	8	1,889%	12,001%	12,588%
7	2,680%	9,352%	11,670%	7	1,927%	12,121%	12,697%
6	2,864%	9,455%	11,923%	6	1,963%	12,226%	12,790%
5	3,040%	9,547%	12,155%	5	1,998%	12,316%	12,868%
4	3,209%	9,628%	12,370%	4	2,031%	12,391%	12,931%
3	3,370%	9,697%	12,567%	3	2,061%	12,452%	12,978%
2	3,523%	9,755%	12,743%	2	2,090%	12,498%	13,010%
1	3,665%	9,802%	12,898%	1	2,116%	12,530%	13,027%
0	3,802%	9,837%	13,037%	0	2,141%	12,547%	13,029%
-1	3,930%	9,861%	13,156%	-1	2,162%	12,549%	13,015%
-2	4,050%	9,873%	13,255%	-2	2,182%	12,536%	12,987%
-3	4,158%	9,873%	13,333%	-3	2,199%	12,508%	12,944%
-4	4,261%	9,861%	13,393%	-4	2,213%	12,466%	12,885%
-5	4,353%	9,837%	13,432%	-5	2,225%	12,408%	12,811%
-6	4,437%	9,802%	13,452%	-6	2,234%	12,335%	12,722%
-7	4,510%	9,753%	13,449%	-7	2,240%	12,248%	12,618%
-8	4,574%	9,692%	13,427%	-8	2,243%	12,145%	12,499%
-9	4,629%	9,619%	13,385%	-9	2,244%	12,027%	12,365%
-10	4,672%	9,533%	13,320%	-10	2,241%	11,894%	12,215%
-11	4,706%	9,434%	13,235%	-11	2,234%	11,745%	12,050%
-12	4,730%	9,322%	13,128%	-12	2,225%	11,581%	11,869%
-13	4,742%	9,197%	12,998%	-13	2,211%	11,401%	11,673%
-14	4,745%	9,058%	12,849%	-14	2,195%	11,205%	11,462%
-15	4,734%	8,906%	12,674%	-15	2,174%	10,994%	11,234%
-16	4,714%	8,740%	12,479%	-16	2,150%	10,766%	10,991%
-17	4,681%	8,560%	12,260%	-17	2,121%	10,523%	10,732%
-18	4,638%	8,366%	12,018%	-18	2,089%	10,263%	10,457%
-19	4,581%	8,158%	11,752%	-19	2,052%	9,986%	10,166%
-20	4,512%	7,935%	11,463%	-20	2,011%	9,693%	9,859%

Comparabilidade Energética Entre Ciclos de 1 Andar e de 2 Andares

O estudo da comparabilidade energética entre sistemas de ciclo de 1 e de 2 andares em instalações frigoríficas permite-nos ter uma percepção do modo como a energia é utilizada no ciclo e quais os factores que contribuem para maior ou menor consumo da mesma. Neste estudo optou-se pela utilização de fluidos refrigerantes naturais, nomeadamente NH_3 e CO_2 , devido a razões de ordem ambiental e às boas características termodinâmicas dos mesmos.

Dos vários ciclos analisados neste trabalho, o ciclo de compressão em dois andares com injeção total de fluido no depósito intermédio é o que tem melhor desempenho, tanto para compressão seca como para compressão húmida. Não há então razão alguma para se optar só por arrefecimento intermédio ou só pela remoção do *flash gas*.

A diferença entre o ciclo de expansão directa e o ciclo de evaporador inundado, a nível de caudais, é na expansão directa o caudal de refrigerante a circular no evaporador ser o mesmo que o aspirado pelo compressor, enquanto num sistema inundado esse caudal tem valor menor.

A potência necessária no ciclo de compressão húmida é 10% inferior à necessária no ciclo de compressão seca.

Tabela 5.2 – Poupança de energia compressão da húmida em relação à compressão seca.

Compressão	Andar único	Arref. Interm.	Flash gas	Inj. Total
Seca	0,494657	0,471185	0,445820	0,428118
Húmida	0,440575	0,430690	0,385289	0,383174
Economia %	10,93%	8,59%	13,58%	10,5%

Na simulação optou-se pelo ciclo de injeção total devido ao facto de não ser necessário considerar que o rendimento da serpentina, e se o valor da entalpia na última expansão for o mesmo, os dois ciclos têm desempenhos equivalentes.

Mesmo para uma temperatura do líquido à saída da serpentina com o mesmo valor da do líquido no interior do depósito intermédio, o valor da entalpia do líquido à saída da serpentina é sempre superior à do interior do depósito intermédio, devido a estar sujeito a uma pressão superior.

Nos sistemas em cascata existe o inconveniente de haver um diferencial de temperatura entre a condensação no fluído do andar mais baixo e a evaporação do fluído no andar mais alto, inconveniente esse que faz com que o seu coeficiente de desempenho seja inferior ao ciclo de compressão em dois andares com injeção total, para um ciclo em cascata com o mesmo fluído nos dois andares.

O sistema em cascata R-744/R-717 tem em relação ao sistema R-717/R-717 coeficiente de desempenho ligeiramente inferior e temperaturas intermédias mais baixas para a situação ótima. Porém tem vantagens noutros aspectos em relação a qualquer sistema que use o mesmo fluído em todo o circuito.

5.2 Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros propõe-se um estudo sobre a evolução da eficiência isentrópica ao variar a razão de pressões e um outro estudo sobre de que modo o rendimento volumétrico é afectado pela razão de pressões e de que modo vai condicionar o COP da instalação.

Considera-se também interessante um estudo sobre a velocidade de evaporação de um fluído pulverizado durante a compressão, de modo a estabelecer limites de velocidade de rotação para um compressor em regime de compressão húmida.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE (2005) Handbook—Fundamentals (SI)

Dinçer, I. (2003). Refrigeration Systems and Applications. - England : Wiley.

Dossat, R. J. (1997) - 4th ed.-. Principles of Refrigeration. Upper Saddle River : Prentice Hall.

Wang, S. K. (2001) - 2nd ed.-. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. New York : McGraw-Hill.

Stoecker, W. F. (1998). Industrial Refrigeration Handbook

Stoecker, W. F. (1988). Industrial Refrigeration Volume II

Stoecker, W.F. and Jabardo, J.M. (2002), 2nd ed. Refrigeração Industrial.

Nestlé (2009). Informações úteis.<http://www.nestle.pt/CmsPage.aspx?PageIndex=84> (consulta em 31/07/09)

Karimabad, A. S. (2006). Experimental Investigations of NH₃/CO₂ Cascade System for Supermarket Refrigeration. Master of Science Thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.

Kidnay A.J. and Parrish W (2006). Fundamentals of Natural Gas Processing. Taylor & Francis Group.

International Institute of Refrigeration (June, 2009) - 5th Informatory Note on Refrigeration and Food - <http://www.iifir.org/en/doc/1215.pdf> (consulta em 8/9/09).

Pimenta, J. Fluidos refrigerantes: Desenvolvimento Histórico e Situação Presente.

REVISTA MERCOFRIO – nº27/2006 – Fluidos refrigerantes: desenvolvimento histórico e situação presente

http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR/RevMercofrio_N27-2006.pdf (consulta em 31/07/2009).

IEA Heat Pump Centre – News Letter Vol.25 – Nº4/2007

<http://www.heatpumpcentre.org/> (consulta em 28/07/2009)